

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

**ВОДОСНАБЖЕНИЕ
НА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ
ТРАНСПОРТЕ**

*

**ПОД РЕДАКЦИЕЙ
ПРОФ. С. Х. АЗЕРЬЕР**

**ТОМ
II**

**ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ
1940**

ВОДОСНАБЖЕНИЕ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

ТОМ II

ПОД РЕДАКЦИЕЙ
доктора технических наук
проф. С. Х. АЗЕРЬЕР

*Утверждено Комитетом
по делам высшей школы
при СНК СССР в качестве
учебника для вузов
железнодорожного
транспорта*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА — 1940

В настоящем курсе дается систематическое изложение всех вопросов изысканий, проектирования, конструирования и эксплуатации железнодорожных водоснабжений.

Основное отличие данного курса от ранее изданных заключается в комплексности изложения предмета, что потребовало внесения в курс новых разделов, как например: изыскания, гидрометрия, насосы, обработка воды и пр.

Курс состоит из двух томов и утвержден Комитетом по делам высшей школы при СНК СССР в качестве учебника для вузов жел.-дор. транспорта.

Том II написан проф. С. Х. Азерьер за исключением раздела третьего — Общие сведения из технологии воды и главы V пятого раздела — «Внутрикотловая обработка воды», которые написаны доц. Е. Ф. Тебенихиным

Цена книги 11 р. 75 к:

Переплет 75 к:

Переплет коленкоровый 1 р. 25 к:

Редактор С. Я. Боженков

Рецензенты проф. Н. Н. Генцеев, С. Г. Веденкин,

Д. П. Козырев, А. А. Лаговский и инж. Н. А. Дерюгин

Техред Н. И. Фомин

Корректор А. И. Левина

Сдано в набор 16/XI 1939 г.

Подписано к печати 1/II 1940 г.

Формат бумаги 72×105 Тираж 7000 экз.

31^{1/2} л. п. л. у. а. л. 48,7 зн. в п. л. 68912

ЖДИЗ 31055 Заказ 19782

Уполн. Главлита А—22210

я тип. Трансжелдориздата,
Москва, Б. Переславская, 46

ОГЛАВЛЕНИЕ

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

НАСОСЫ

Глава I. Центробежные насосы

Стр.

1. Схема действия насоса	3
2. Всасывание	4
3. Кавитация и высота всасывания	6
4. Подъем жидкости	8
5. Классификация центробежных насосов	9
6. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса	10
7. Основное уравнение центробежного насоса	11
8. Влияние профиля лопаток рабочего колеса центробежного насоса на его работу	13
9. Насосы высокого давления	14
10. Число лопаток и их очертание	15
11. Корпус насоса, диффузор, направляющий аппарат	15
12. Мощность и к. п. д. насоса	16
13. Зависимость между напором, производительностью и числом оборотов насоса	17
14. Удельное число оборотов и степень быстроходности	18
15. Характеристики насоса	21
16. Параллельная и последовательная работа центробежных насосов	22
17. Некоторые дополнительные вопросы, освещаемые при помощи характеристик	31
18. Безразмерная характеристика насоса	32
19. Работа центробежных насосов и вакуум	33
20. Осевое давление (осевой сдвиг) и его уравнивание	37
21. Определение главных размеров насоса	39
22. Выбор центробежных насосов	41
23. Центробежные насосы с вертикальным валом	44
24. Установка и пуск центробежных насосов. Уход за насосами. Остановка насосов	48
25. Неисправная работа насосов	50
26. Преимущества и недостатки центробежных насосов	51

Глава II. Поршневые насосы

27. Общие	52
28. Всасывание	54
29. Подъем жидкости	57
30. К. п. д. поршневого насоса и насосной установки	57
31. Подача поршневым насосом и величина некоторых основных элементов в работе насоса	59
32. Графическое изображение подачи	60
33. Некоторые теоретические основы движения жидкости в поршневом насосе	61
34. Воздушные колпаки (котлы)	72
35. Индикаторная диаграмма насоса	76
36. Движение жидкости в клапанах поршневых насосов	78
37. Конструкции поршневых насосов	80
38. Паровые прямодействующие насосы	85
39. Некоторые специальные конструкции поршневых насосов	90

Глава III. Другие виды водоподъемных устройств

40. Гидравлический таран	91
41. Водоструйные приборы	92
42. Пульзометры	93
43. Эрлифты	95
44. Компрессоры	107

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Глава I. Общие сведения о насосных станциях

Стр.

1. Типы оборудования насосных станций	111
2. Классификация и расположение насосных станций	112
3. Расчетный срок действия насосной станции	113
4. Регулирование работы насосов и станции	115

Глава II. Элементы насосных станций

5. Здание станции	119
6. Фундаменты под агрегаты	120
7. Расположение насосов. Трубопроводы и их трассировка	121
8. Соединения насосов с двигателями	124
9. Приемные, обратные и предохранительные клапаны	127
10. Вакуум-насосы	131
11. Задвижки и приводы к ним	133
12. Водомеры	136
13. Сигнализация уровня воды на насосных станциях	142
14. Манометр, вакуумметр, тахометр	144
15. Подъемные приспособления	145

Глава III. Компоновки насосных станций

16. Насосные станции с паровым оборудованием	145
17. Насосные станции, оборудованные двигателями внутреннего сгорания	151
18. Насосные станции, оборудованные электродвигателями	156
19. Насосные станции со смешанным оборудованием	167
20. Общие соображения к проектированию насосных станций	168

Глава IV. Принципы действия автоматических насосных станций

21. Общие сведения и основные понятия	170
22. Область применения автоматических насосных станций	170
23. Классификация автоматических насосных станций	171
24. Особенности автоматических насосных станций	171
25. Принципы технологического процесса управления насосной станцией	172
26. Приборы автоматических насосных станций	173
27. Сигнальные устройства	175

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕХНОЛОГИИ ВОДЫ

Глава I. Характеристика природных вод

1. Свойства воды	177
2. Характеристика источников водоснабжения на железнодорожном транспорте	178
3. Требования, предъявляемые к воде	180
4. Исследование воды. Физико-химический анализ	181
5. Бактериологический анализ	191

Глава II. Накипеобразование и коррозия

6. Накипь и ее свойства	192
7. Разновидности накипи	194
8. Влияние накипи на теплопередачу и металл котла	195
9. Коррозия металла	196
10. Защита металла от коррозии	198
11. Вспенивание и бурное вскипание (бросание) котловой воды	200

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ОБРАБОТКА И СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ВОДЫ

Глава I. Коагуляция, смешивание и хлопьеобразование

1. Схема технологического процесса обработки воды	202
2. Коагуляция	204
3. Сооружения для коагулирования воды. Дозирование коагулянта	210
4. Смешивание реагентов с водой. Смесители	222
5. Камеры образования хлопьев	232

Глава II. Отстаивание воды (осаждение взвеси)

6. Общие сведения и некоторые теоретические соображения, общие для всех отстойников	240
7. Коэффициент использования отстойника	243
8. Скорости движения воды в вертикальном и горизонтальном отстойниках	244
9. Вертикальные отстойники	248

	Стр.
10. Принципы конструирования и проектирования вертикальных отстойников	253
11. Некоторые основания к технико-экономическому сравнению вертикальных отстойников	254
12. Расчет вертикальных отстойников	257
13. Горизонтальные отстойники	258
14. Практика строительства горизонтальных отстойников	261
15. Расчет горизонтальных отстойников	263
16. Эксплуатация. Выпуск и использование осадка из отстойников	264
17. Выбор типа отстойников	266

Глава III. Фильтрация

18. Общие соображения	267
19. Медленные (английские) фильтры	269
20. Скорые (американские) фильтры	270
21. Фильтр	277
22. Древаж	278
23. Загрузочные (поддерживающие) слои и песок	290
24. Желоба. Отвод промывной (отработанной) воды	293
25. Потеря напора. Вакуум в фильтре. Регуляторы скорости фильтрации	296
26. Промывка фильтров	302
27. Трубопроводы станции обработки воды	311
28. Соединение трубопроводов с фильтрами	312
29. Приборы станции обработки воды и элементы центрального и дистанционного управления и автоматизации	316
30. Некоторые конструкции открытых кварцевых фильтров	321
31. Напорные кварцевые фильтры	323
32. Распределение воды по сооружениям	327
33. Проектная мощность станции и данные для расчета	328

Глава IV. Обработка воды хлором

34. Общие сведения	334
35. Хлорирование воды хлорной известью	334
36. Хлорирование газообразным (жидким) хлором	336
37. Практика хлорирования	341
38. Дехлорирование. Устранение из воды привкусов и запахов	342

Глава V. Общие соображения к проектированию и постройке станции обработки воды

39. Выбор месторасположения станции обработки воды	345
40. Планировка и компоновка сооружений для обработки воды	345
41. Общие соображения к постройке станции обработки воды и некоторые данные для проектирования	347
42. Санитарный режим на станциях обработки питьевой воды	351

Глава VI. Специальные случаи обработки воды

43. Удаление железа из воды	351
44. Освобождение воды от углекислоты	355
45. Удаление из воды сероводорода (азрация)	357
46. Опреснение воды	360
47. Охлаждение воды	362
48. Обработка воды водоемов	366

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

УМЯГЧЕНИЕ ВОДЫ

Глава I. Схема умягчения воды

1. Общие сведения	367
2. Схема умягчения воды	368

Глава II. Известково-содовый способ умягчения воды

3. Схемы реакций и необходимые элементы конструкции водоумягчителей	371
4. Распределитель воды	376
5. Реагенты при известково-содовом методе умягчения	380
6. Приготовление растворов	381
7. Дозирование извести	386
8. Сатураторы	387
9. Устройства для дозирования известкового молока	391
10. Устройства для дозирования соды и коагулянта	396
11. Некоторые особенности установки фильтров	398
12. Умягчение воды известково-содовым способом с избытком извести и карбонизацией	399

13.	Безотстойные умягчения	403
14.	Элементы автоматизации и дистанционного управления на станциях умягчения	403
Глава III. Пермутитовый (цеолитовый) способ умягчения воды		
15.	Общие сведения и схемы реакций	404
16.	Материал для пермутитового (цеолитового) умягчения	406
17.	Схемы умягчения воды цеолитами	407
18.	Н-пермутитовый метод умягчения воды	411
19.	Глауконитовый (пермутитовый) фильтр	413
20.	Солерастворитель	421
21.	Расчет глауконитовых фильтров	422
22.	Горизонтальные напорные глауконитовые фильтры	427

Глава IV. Общие соображения к проектированию и постройке станций для умягчения воды

23.	Выбор площадки для водоумягчительной станции и канализация отработанных вод	430
24.	Компоновка станций умягчения воды и общие соображения к выбору типа станции и ее элементов	431

Глава V. Внутрикотловая обработка воды

25.	Котловая вода	444
26.	Методы внутрикотловой обработки воды	444
27.	Антинакипная смесь, применяемая на железнодорожном транспорте	446

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВРЕМЕННЫЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Глава I. Эксплуатация водоснабжения

1.	Структура управления водоснабжением и организация эксплуатации	449
2.	Пути повышения пропускной способности водоснабжения	450
3.	Надзор за источниками и работой водоприемных сооружений	452
4.	Уход за плотинами	454
5.	Эксплуатация сети. Борьба с утечкой воды	455
6.	Учет воды	458
7.	Очистка, промывка и дезинфекция труб	458
8.	Подготовка сети к зимним условиям ее работы и мероприятия по отогреванию замерзших труб	460
9.	Повреждения на сети. Ремонт труб и отдельных устройств сети	461
10.	Эксплуатация отдельных сооружений водоснабжения	463
11.	Организация ремонта устройств водоснабжения	464

Глава II. Временные водоснабжения

12.	Временные устройства для забора и подъема воды	464
13.	Временные водоемные здания и гидроколонны	467
14.	Водяные поезда и цистерны	468

Глава III. Определение себестоимости воды

15.	Общие соображения	469
-----	-----------------------------	-----

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ

ИЗЫСКАНИЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Глава I. Объем и характер изысканий

1.	Общие соображения	473
2.	Объекты изысканий	476
3.	Общие соображения по изысканиям источников водоснабжения	476
4.	Источники водоснабжения—открытые водотоки: реки, ручьи водохранилища	478
5.	Источники водоснабжения—подземные воды	483
6.	Изыскания трассы напорных линий	492
7.	Изыскания в районе потребления воды и расположения сооружений	493
8.	Особенности изысканий в районах вечной мерзлоты	493
9.	Изыскания, связанные с выпуском сточных вод	496

Глава II. Санитарно-технические изыскания и исследования

10.	Исследования водоемов и воды	496
11.	Изыскания к проектированию санитарных охранных зон	498

Глава III. Состав и содержание проекта водоснабжения

12.	Общие положения	499
13.	Состав и содержание проектного задания	499
14.	Состав и содержание технического проекта водоснабжения	502
15.	Рабочие чертежи	504

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

НАСОСЫ

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ

Насосы служат для развития в частицах жидкости давления, необходимого для подъема и перемещения жидкости. Насосы различаются по сущности работы и конструктивному оформлению. Среди различных типов и конструкций насосов основными являются центробежные и поршневые; редко встречаются специальные ротационные, внешне сходные с центробежными, но по существу своей работы более сходные с поршневыми и др.

В водоснабжении применяются центробежные и поршневые насосы. Кроме того, в водоснабжении используются эрлифты, ряд водоструйных приборов и пневматических устройств, которые также относят к группе насосов, хотя они насосами в истинном значении этого слова не являются, а являются одной из разновидностей водоподъемных устройств.

Почти во всех областях техники, связанных с необходимостью установки и работы насосов (водоснабжение, канализация, мелиорация, тепло-силовые установки и теплофикационные системы, охладительные устройства, установки в металлургической, химической и других видах промышленности и т. д.), поршневые насосы вытесняются центробежными, позволяющими осуществлять непосредственное соединение их с электродвигателями и паровыми турбинами.

В области жел.-дор. водоснабжения поршневые насосы небольших мощностей занимают и еще будут занимать значительное место.

Современные насосы строятся от малых до очень больших производительностей и напоров (на канале Волга — Москва установлены насосы производительностью по $25 \text{ м}^3/\text{сек}$; напоры насосов для питания паровых котлов высокого давления достигают сотен и даже тысяч метров).

ГЛАВА I

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

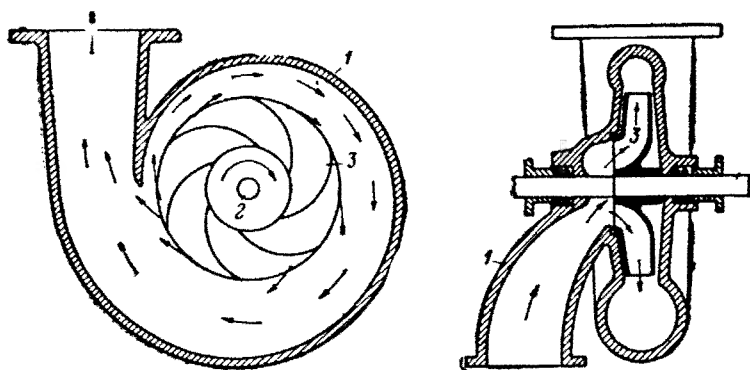
§ 1. Схема действия насоса

Центробежный насос, схема устройства и действия которого изображена на фиг. 1, состоит из следующих основных частей: корпуса 1, вала 2, рабочего колеса 3, снабженного лопастями (лопатками) и вращающегося вместе с валом.

При вращении рабочего колеса насоса, заполненного жидкостью, в частицах последней развиваются центробежные силы, под влиянием которых эти частицы стремятся быть отброшенными к внешней окружности рабочего колеса. Частицы жидкости движутся от впуска к выпуску по лопаткам рабочего колеса и оставляют эти лопатки и колесо с определенной скоростью и давлением. На место выброшенных из насоса частиц жидкости в него под давлением атмосферы непрерывно поступают новые частицы и т. д. Движение жидкости в связанных с насосом всасывающем и нагнетательном трубопроводах является установившимся.

На фиг. 2 представлена установка центробежного насоса с двигателем и арматурой. Центробежный насос может рассматриваться как обращенная водяная турбина. В турбине в результате использования давления в частицах воды вступаящих в рабочее колесо, развивается мощность на валу; в центробежном на

сое в результате затраты мощности на валу частицы жидкости приобретают кинетическую энергию, преобразуемую в давление, достаточное для подъема их на определенную высоту.

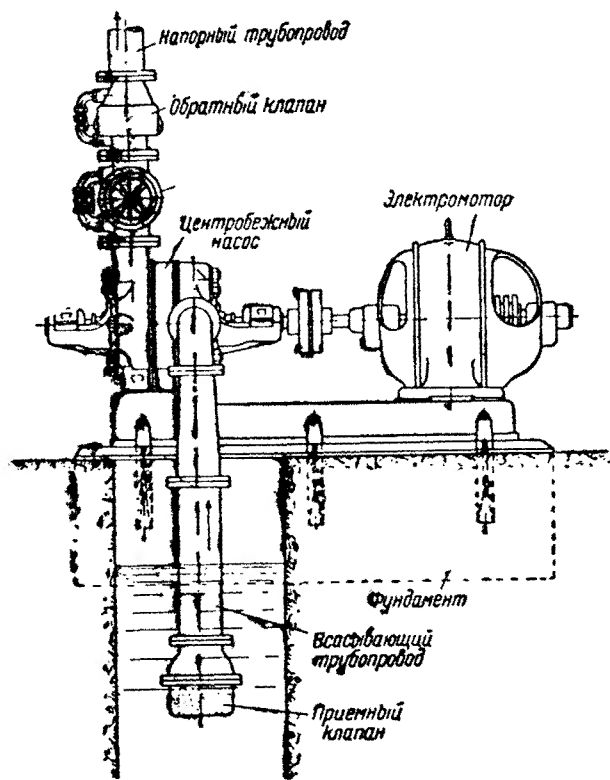


Фиг. 1

§ 2. Всасывание

Всасывание происходит под давлением атмосферы в разреженное пространство, образующееся в насосах при их работе.

У поршневого насоса разреженное пространство образуется перед поршнем при определенном его движении и в это пространство устремляется жидкость; поршневые насосы могут начать всасывать жидкость после некоторого числа ходов поршня (в начале может идти отсасывание воздуха). В центробежном насосе при вращении рабочего колеса в корпусе, не заполненном жидкостью, нет достаточного разрежения и всасывание (так называемое сухое всасывание) отсутствует. В этом случае насос должен быть предварительно заполнен жидкостью или необходимо разрежение в начале работы должно быть создано искусственно путем отсасывания воздуха из корпуса насоса и всасывающей линии



Фиг. 2

воздушным насосом или иным устройством; в разреженное пространство устремляется жидкость и насос начинает работать. Далее разрежение и всасывание происходят уже вследствие вращательного движения рабочего колеса и движения частиц жидкости. Максимальная геометрическая высота всасывания для центробежных насосов определяется формулой

$$H_{\text{вс}} = A - H_t - h_{\text{вс}} - \frac{C_1^2}{2g},$$

где A — давление атмосферы в m водяного столба (если всасывание происходит из закрытого резервуара, то A — давление в нем);

H_t — давление паров жидкости, соответствующее ее температуре;

$h_{вс}$ — потери на сопротивление во всасывающей линии (и в насосе);

C_1^* — скорость движения частиц жидкости при вступлении на лопатку рабочего колеса насоса;

$h_{вс}$ складывается из потерь в приемном клапане (при наличии такового), потерь на трение, изменения сечения и направления потока во всасывающем трубопроводе; сюда же может быть отнесена часть потерь в рабочем колесе центробежного насоса.

Скорости движения частиц жидкости, поступающих на лопатки рабочего колеса насоса, значительны, поэтому в формулу введен член

$$\frac{C_1^2}{2g}.$$

Практически во избежание возможного обрыва струи $H_{вс}$ должно быть выбрано меньшим с таким расчетом, чтобы

$$A - \left(H_{вс} + H_t + h_{вс} + \frac{C_1^2}{2g} \right) > 0.$$

В воде постоянно имеется некоторое количество воздуха, и абсолютное разрежение в насосе вообще недостижимо.

Давление атмосферы A зависит от высоты над уровнем моря. Независимо от высоты под влиянием метеорологических явлений в каждом месте атмосферное давление может несколько отклоняться от средних значений. Для различных высот значения A приведены в табл. 1.

Таблица 1

Высота над уровнем моря в m	0	100	160	200	300	400	500	1 000	2 000	3 000
A в m вод. ст. . . .	10,33	10,21	10,12	10,08	9,94	9,83	9,7	9,2	8,1	7,29

Член H_t (в формуле) предусматривает соответствующее уменьшение достижимой высоты всасывания вследствие возможного образования паров жидкости при разрежении во всасывающем трубопроводе и насосе. Чем выше, например, температура воды, тем меньшее разрежение необходимо для образования паров, тем образование их идет легче. Пары вследствие своей упругости уменьшают возможную высоту всасывания тем сильнее, чем выше температура перекачиваемой воды. Давления паров воды в зависимости от температуры воды приведены в табл. 2.

Таблица 2

t в °Ц. . .	0	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H_t в m . .	0,062	0,09	0,12	0,17	0,236	0,429	0,75	1,25	2,0	3,17	4,87	7,1	10,33

Чем температура воды ниже, тем высота всасывания может быть больше; при температуре воды выше 60 — 70° последнюю подводят к насосу с некоторым давлением.

Практически достижимая высота всасывания для тихоходных насосов при давлении 1 ат (10 m вод. ст.) для всасывающего трубопровода не очень длинного и достаточно большого диаметра (скорость около 1,5 $m/сек$) при невысокой температуре воды может достигать до 5 — 6 m ; при больших температурах — меньше (для быстроходных насосов значительно меньше).

* Непосредственно перед вступлением на лопатку частицы жидкости имеют скорость C_0 ; C_0 принимают равной C_1 .

У центробежных насосов высоту всасывания принимают не более 5 — 5,5 м (для быстроходных насосов меньше), хотя при особо благоприятных условиях $H_{вс}$ может быть достигнута и несколько большей.

Высота всасывания при одинаковых условиях для различных жидкостей соответственно изменяется в зависимости от их удельного веса: чем больше удельный вес, тем меньше высота всасывания, и наоборот.

На высоту всасывания оказывает влияние и конструкция насоса. Так, у центробежных насосов увеличение числа лопаток рабочего колеса, уменьшение высоты подъема, приходящейся на каждое колесо (т. е. увеличение числа колес при том же подъеме), форма лопатки рабочего колеса (лопатка, загнутая назад) являются мерами конструктивного порядка, ведущими к некоторому увеличению допустимой высоты всасывания. С другой стороны, как это подробнее указано ниже, некоторые конструкции центробежных насосов при определенных условиях позволяют осуществить лишь небольшую высоту всасывания, почему необходимо с особой осторожностью выбирать высоту всасывания для быстроходных насосов. В последнее время за границей встречается ряд устройств эжекторного типа, приспособляемых к всасывающему трубопроводу и позволяющих насосу забирать воду с глубин, превышающих 10 м.

§ 3. Кавитация и высота всасывания

Высота всасывания должна обеспечивать нормальную работу насоса при самых неблагоприятных условиях: при наиболее низком уровне жидкости, ее максимальной температуре и при наименьшем барометрическом давлении.

При определении наибольшей допустимой высоты всасывания центробежных насосов необходимо считаться с некоторыми дополнительными явлениями и особенно с явлениями кавитации, которые могут привести к повреждениям рабочих колес и других частей насоса, выраженным в виде разъедания этих частей (эрозия—механическое разъедание поверхностей металла интенсивными ударами).

При всяких обстоятельствах давление при входе жидкости в рабочее колесо должно быть больше давления паров перекачиваемой жидкости.

Если высота всасывания будет больше допускаемой, то вследствие образования паров воды и выделения воздуха в местах с пониженным давлением могут иметь место уменьшение производительности насоса и ухудшение его к. п. д., сопровождаемые притом явлениями кавитации. Сущность явлений кавитации состоит в том, что при чрезмерном вакууме в насосе, когда давление в отдельных местах (с повышенными скоростями и значительным вихреобразованием) начинает понижаться до давления водяных паров, в потоке образуются места, заполненные паром. Вместе с парообразованием в местах с наибольшими скоростями (скорости у входа на внутренней и внешней сторонах лопаток неодинаковы) происходит отрыв потока от стенки лопатки и частичная конденсация при соприкосновении движущихся паров с областями повышенного давления; последняя сопровождается местными изменениями давления и ударами, являющимися следствием стремительного движения частиц жидкости в пространство, занимавшееся паром, в результате чего происходит постепенное разрушение рабочих колес насоса. В соответствии с указанными явлениями допустимая высота всасывания должна быть уменьшена и принята равной:

$$H_{вс} = A - H_t - h_{вс} - \frac{C_1^2}{2g} - \Delta h,$$

где Δh — соответствующее уменьшение давления, обусловленное разностью относительных скоростей на внутренней и внешней поверхностях лопаток, изменением направления потока в колесе и т. д.

Выражение $\frac{C_1^2}{2g} + \Delta h$ принципиально можно выразить как функцию напора. Таким образом, $\frac{C_1^2}{2g} + \Delta h = \sigma H$.

и называется коэффициентом кавитации, определяется опытным путем для каждого типа насосов и резко увеличивается с увеличением удельного числа оборотов и степени быстротходности. Поэтому с увеличением быстротходности насоса уменьшается высота всасывания. Следует подчеркнуть, что обычно принимаемые высоты всасывания могут быть приемлемы лишь для тихоходных насосов.

На основании экспериментальных исследований, произведенных с центробежными насосами некоторых типов, Всесоюзный институт гидромашин предложил следующую формулу для определения наибольшей высоты всасывания:

$$H_{\text{васк}} = A - \frac{n^3}{867} \sqrt{n \cdot Q^2},$$

где $H_{\text{васк}}$ — вакуумметрическая высота всасывания, т. е. геометрическая высота плюс потери во всасывающем трубопроводе;

n — число оборотов насоса в 1 мин.;

Q — производительность насоса в $\text{м}^3/\text{сек}$ (для насосов с двусторонним впуском следует принимать $\frac{Q}{2}$).

Высоту всасывания, определяемую по указанной формуле, рекомендуют уменьшать на 1 — 2 м (учитывая возможную близость к границе кавитации), при этом следует учесть сказанное о всасывании насосами жидкостей, имеющих высокую температуру.

Известен целый ряд неполадок в работе насосов ввиду неудовлетворительного всасывания, поэтому допускаемую высоту всасывания нельзя для различных насосов принимать одинаковой. Наибольшую величину высоты всасывания следует согласовывать с заводом, строящим насосы, и во всяком случае по определении $H_{\text{вс}}$ проверять таковую с учетом явлений кавитации.

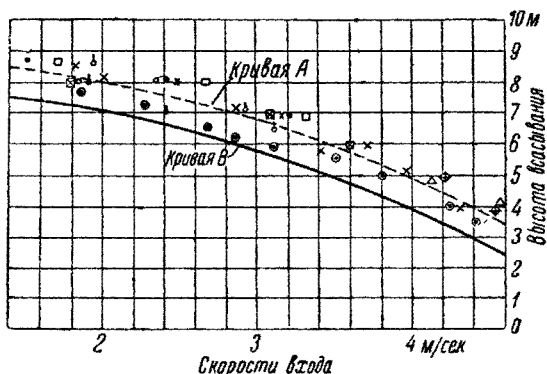
Значение C_0 при определении наибольшей высоты всасывания установлено рядом экспериментальных работ.

На фиг. 3 приведены полученная экспериментальным путем кривая А зависимости наибольшей высоты всасывания от абсолютной скорости входа частиц жидкости в рабочее колесо и кривая В с принятыми для гарантии несколько меньшими значениями $H_{\text{вс}}$.

Возникновение кавитации часто сопровождается шумом и треском в насосе. Устранение явлений кавитации сводится к правильному выбору высоты всасывания и созданию нормальных условий всасывания, т. е. к устранению неплотностей, уменьшению потерь во всасывающей линии, правильной прокладке последней и т. д. В ряде случаев рабочие колеса и направляющие аппараты выполняются из достаточно стойких материалов, например нержавеющей стали с определенным содержанием хрома и никеля.

Внутренние поверхности рабочего колеса, направляющего аппарата и прочих частей должны быть более гладкими. Явления кавитации часто усиливаются при резком понижении рабочего напора, так как при этом увеличиваются производительность насоса и скорости и понижаются давления при входе жидкости в рабочее колесо.

С увеличением содержания растворенных газов в жидкости кавитация усиливается.



Фиг. 3

§ 4. Подъем жидкости

Достигаемый в современных конструкциях насосов максимальный подъем (напор) далеко превышает обычные пределы, встречающиеся в связи с применением насосов для целей водоснабжения. Так, встречаются установки насосов, напор которых значительно превышает 1 000 м и более.

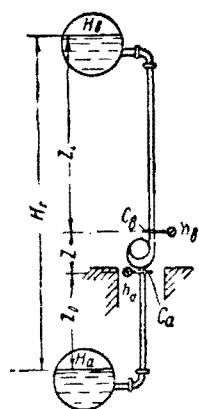
На фиг. 4 представлена принципиальная схема работы насосной установки. Вода поступает к всасывающему штуцеру (патрубку) насоса из резервуара с давлением в нем H_a и нагнетается насосом в резервуар с давлением в нем H_s . Давления у всасывающего и напорного штуцеров насоса h_a и h_s определяются при помощи приборов, установленных у штуцеров.

Энергия, заключенная в 1 кг воды при выходе из напорного штуцера (относительно плоскости, совпадающей с уровнем всасывания):

$$E_s = h_s + z + z_0 + \frac{C_s^2}{2g};$$

то же при выходе из всасывающего штуцера (относительно той же плоскости):

$$E_a = h_a + z_0 + \frac{C_a^2}{2g},$$



Фиг. 4

где C_s — скорость движения воды в напорном, а C_a — во всасывающем штуцере.

Разность величины энергии, заключающейся в 1 кг нагнетаемой жидкости (воды) при выходе последней из насоса и входе в него, рассматривается как развиваемый насосом напор

$$H = E_s - E_a = h_s + z + z_0 + \frac{C_s^2}{2g} - h_a - z_0 - \frac{C_a^2}{2g} = h_s - h_a + z + \frac{C_s^2 - C_a^2}{2g}.$$

C_a и C_s равны или близки по величине и последний член никакого практического значения не имеет.

Давления h_a и h_s в основном обусловлены давлениями в начале всасывающего и в конце напорного трубопроводов, отметками всасывания и нагнетания и сопротивлениями во всасывающем и напорном трубопроводах:

$$h_a = H_a - z_0 - h_{sc};$$

$$h_s = H_s + z_1 + h_{нагн},$$

где h_{sc} и $h_{нагн}$ — потери при движении воды во всасывающем и напорном трубопроводах.

Таким образом,

$$H = H_s + z_1 + h_{нагн} - H_a + z_0 + h_{sc} + z = (H_s - H_a) + H_{\Gamma} + h,$$

$$H_{\Gamma} = z_0 + z + z_1, \text{ и } h = h_{нагн} + h_{sc}.$$

H_{Γ} — геометрический напор (геометрическая, геодезическая высота подъема), равный разности отметок нагнетания и всасывания; h — сопротивления во всасывающем и напорном трубопроводах (исключая насос).

Таким образом, развиваемый насосом напор должен быть равен разности давлений в пространстве над уровнем нагнетания и уровнем всасывания, сложенной с разностью отметок нагнетания и всасывания и сопротивлениями во всасывающем и напорном трубопроводах.

При давлениях в резервуарах H_a и H_s , равных атмосферному

$$H_s - H_a = 0$$

$$H = H_{\Gamma} + h.$$

Напор у работающих или находящихся в испытании насосов определяется при помощи вакуумметра (или мановакуумметра) и манометра. Поэтому развиваемый насосом напор часто называют манометрическим подъемом (напором).

При

$$H_s = 0, \text{ а } H_a \neq 0$$

$$H = -H_a + H_r + h,$$

т. е. напор, развиваемый насосом в том случае, когда вода к нему подходит с некоторым давлением, может быть уменьшен на величину этого давления, иначе говоря насос использует это давление.

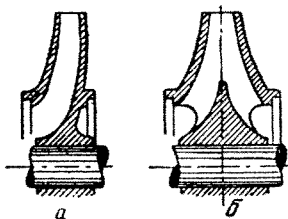
§ 5. Классификация центробежных насосов

Центробежные насосы можно классифицировать и разделять по целому ряду признаков:

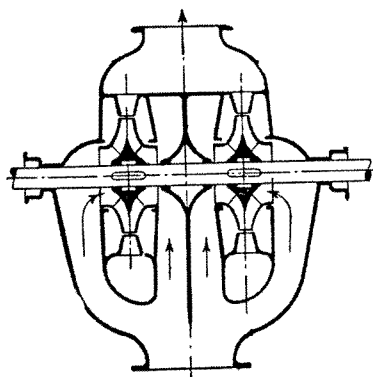
1) в зависимости от расположения вала — на горизонтальные и вертикальные;

2) в зависимости от развиваемого напора—на насосы низкого давления (примерно до 20 — 25 м), среднего давления (примерно до 40 м) и высокого давления (свыше 40 — 60 м); такое разделение является чисто условным;

3) в зависимости от направления движения жидкости при входе в рабочее колесо — с односторонним (фиг. 5, а) и двусторонним впуском (фиг. 5, б);



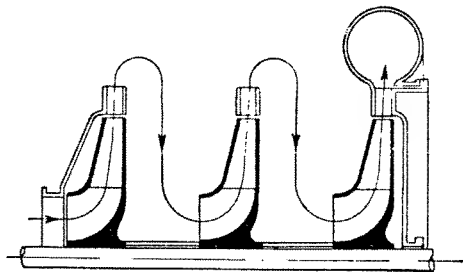
Фиг. 5



Фиг. 6

4) в зависимости от числа рабочих колес — на одноколесные и многоколесные;

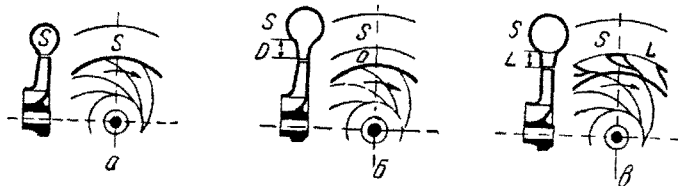
5) в зависимости от направления движения жидкости и конструкции многоколесных насосов последние служат для увеличения расхода или увеличения напора; в первых жидкость идет параллельно в два или три колеса (фиг. 6, движение жидкости показано стрелками); насосы эти называются сдвоенными, строенными; в других — жидкость проходит колеса последовательно (фиг. 7); насосы эти называются двухступенчатыми, трехступенчатыми, многоступенчатыми (многокамерными). Многоступенчатые насосы строятся для высокого давления, одноступенчатые — для низкого и среднего давлений (одноступенчатые насосы очень редко могут встретиться для давлений около 100 м);



Фиг. 7

6) в зависимости от характера движения жидкости при переходе ее из рабочего колеса в корпус насоса S (фиг. 8) — насосы без диффузора (фиг. 8, а), насосы с диффузором D (фиг. 8, б) и насосы с направляющим аппаратом L (фиг. 8, в). В первом случае жидкость по выходе из рабочего колеса поступает непосредственно в корпус; вследствие внезапного изменения сечения здесь имеет место определенная потеря напора. Во втором случае при наличии диффузора, образующего рас-

ширяющееся кольцевое пространство, скорость движения жидкости по выходе из рабочего колеса уменьшается, что ведет к уменьшению потерь. Наконец, в последнем случае при наличии направляющего аппарата — диффузора с рядом расширяющихся каналов скорости в нем постепенно уменьшаются, преобразование скорости в давление идет со значительно меньшими потерями. Насосы с направляющими аппаратами часто называются турбинными; к. п. д. их относительно высокий;



Фиг. 8

7) насосы делятся еще на быстроходные, нормальные и тихоходные. Признаком для отнесения насосов к той или иной категории является коэффициент быстроходности, характеризующий так называемое удельное число оборотов n_s , принимаемое равным

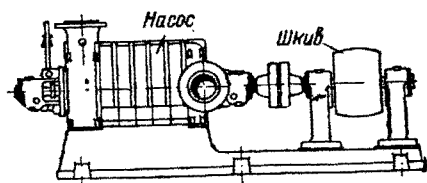
$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где n — число оборотов в 1 мин.;

Q — расход в $\text{м}^3/\text{сек}$;

H — напор в м;

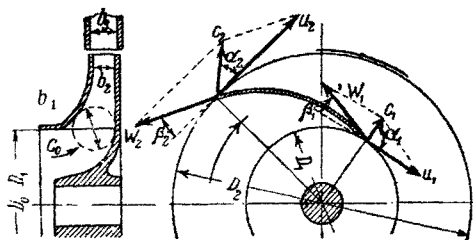
8) в зависимости от способа приведения в действие двигателем — на приводные (фиг. 9) и непосредственно соединенные с двигателем на общем валу и общей фундаментной плите (фиг. 2).



Фиг. 9

§ 6. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

На фиг. 10 представлено распределение скоростей при движении жидкости в рабочем колесе центробежного насоса. Жидкость подходит к рабочему колесу центробежного насоса в осевом направлении с абсолютной скоростью C_0 . У входа обычно происходит отклонение струй от осевого в радиальное направление.



Фиг. 10

Абсолютная скорость вступления жидкости на лопатки рабочего колеса C_1 близка к C_0 . Рабочее колесо вращается с угловой скоростью ω ; окружная скорость на внутренней окружности рабочего колеса — U_1 . Частицы жидкости, вступившие на начало лопатки рабочего колеса с абсолютной скоростью C_1 , участвуют здесь в двух движениях: они вращаются вместе с рабочим колесом со скоростью U_1 и перемещаются по лопатке рабочего

колеса с некоторой относительной скоростью W_1 , определяемой из параллелограмма скоростей у входа.

Профиль лопатки у входа частиц жидкости в рабочее колесо принимается в соответствии с условиями безударного входа. Угол β_1 характеризует направление начального элемента лопатки.

Жидкость движется в рабочем колесе с изменяющимися скоростями: в конце лопатки рабочего колеса относительная скорость движения частиц по лопатке равна W_2 , окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса — U_2 .

Абсолютная скорость движения частиц жидкости в конце лопатки рабочего колеса (перед тем как они ее оставляют) равна C_2 —диагонали параллелограмма, построенного на скоростях U_2 и W_2 у выхода. Так элементарно можно представить движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса зависящее от числа оборотов насоса и профиля лопаток, т. е. конструкции рабочего колеса.

§ 7. Основное уравнение центробежного насоса

Поток состоит из элементарных струек.

Представим, что и рабочее колесо имеет бесконечно большое число бесконечно тонких лопаток и вращается с угловой скоростью ω .

В частицах жидкости, заполняющих рабочее колесо, развивается центробежная сила $m\omega^2 r$, где m —масса (отнесем последнюю к единице веса), равная $\frac{1}{g}$, r —радиус вращения.

Работа центробежных сил на элементарном пути dr равна $m\omega^2 r dr$.

Вся работа жидкости (1 кг) при перемещении ее в рабочем колесе от окружности входа (радиусом R_1) до окружности выхода (радиусом R_2) представляет сумму элементарных работ, равную

$$\int_{R_1}^{R_2} m \omega^2 r dr = \frac{1}{g} \omega^2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{2};$$

но

$$\omega R_2 = U_2;$$

$$\omega R_1 = U_1.$$

Таким образом, означенная работа равна:

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}.$$

Вся приобретенная жидкостью энергия и, следовательно, вся работа расходуется на осуществление всасывания, на осуществление нагнетания, т. е. на создание давления и на изменение скоростей движения по лопаткам рабочего колеса с W_1 до W_2 :

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = h_1 + h_2 + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g},$$

где h_1 —соответствующая часть работы, расходуемая на осуществление всасывания;

h_2 —то же—на осуществление нагнетания;

$\frac{W_2^2}{2g}$ и $\frac{W_1^2}{2g}$ —скоростные напоры, соответствующие скоростям W_2 и W_1 (при $W_2 < W_1$ часть кинетической энергии восстанавливается в давление).

$$h_1 = H_{вс} + h_{вс} + \frac{C_1^2}{2g},$$

так как частицы жидкости не только должны преодолеть высоту всасывания и потери, но они должны вступить на начало лопатки рабочего колеса со скоростью C_1 (последнее требует затраты энергии $\frac{C_1^2}{2g}$).

Вследствие того что частицы в конце лопатки рабочего колеса уже обладают скоростью C_2 или кинетической энергией $\frac{C_2^2}{2g}$, имеем:

$$h_2 + \frac{C_2^2}{2g} = H_{наг} + h_{наг},$$

или

$$h_2 = H_{\text{нагн}} + h_{\text{нагн}} - \frac{C_2^2}{2g},$$

где $H_{\text{нагн}}$ — высота нагнетания;

$h_{\text{нагн}}$ — потери в нагнетательном трубопроводе.

Подставив значения h_1 и h_2 в выражение для работы, получим:

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = H_{\text{вс}} + h_{\text{вс}} + \frac{C_1^2}{2g} + H_{\text{нагн}} + h_{\text{нагн}} - \frac{C_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}.$$

Из параллелограмма скоростей (фиг. 10) следует:

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1;$$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2.$$

Тогда

$$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = H_{\text{вс}} + h_{\text{вс}} + \frac{C_1^2}{2g} + H_{\text{нагн}} + h_{\text{нагн}} - \frac{C_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2}{2g} - \frac{U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1}{2g}.$$

После призедения подобных членов получим уравнение:

$$H_{\text{вс}} + h_{\text{вс}} + H_{\text{нагн}} + h_{\text{нагн}} = \frac{U_2C_2 \cos \alpha_2 - U_1C_1 \cos \alpha_1}{g}$$

или развиваемый насосом напор

$$H = \frac{U_2C_2 \cos \alpha_2 - U_1C_1 \cos \alpha_1}{g};$$

угол α_1 в подавляющем большинстве случаев равен 90° .

Вводя понятие о теоретическом напоре, обозначим последний через H' , тогда

$$H' = \frac{U_2C_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Последнее является теоретическим уравнением работы насоса.

Действительное движение жидкости в рабочем колесе при небольшом числе лопаток (а не бесконечно большим) и относительно большой ширине каналов искажается и отличается от струйного движения, предположенного при выводе уравнения. Это приводит к тому, что действительный напор, развиваемый насосом, зависящий от числа лопаток, их формы и пр. (а также от наличия и формы направляющего аппарата), уменьшается. Это уменьшение учитывается введением в уравнение общего гидравлического к. п. д η_r , учитывающего также гидравлические потери в самом насосе (трение в каналах и при движении жидкости по лопаткам рабочего колеса, потери при изменении сечений, потери в зазорах и т. д.).

Таким образом, в окончательном виде получаем основное (действительное) уравнение центробежного насоса:

$$H = \eta_r \frac{U_2C_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где H — действительный полный напор, развиваемый насосом.

Среднее значение η_r для насосов без направляющего аппарата 0,6—0,7, для насосов высокого давления с направляющим аппаратом 0,75—0,90. Основное уравнение можно представить и в таком виде:

$$H = \eta_r \cdot k \frac{U_2C_2 \cos \alpha_2}{g},$$

где k — коэффициент циркуляции, отдельно учитывающий конечное число лопаток и отклонение действительного движения от модели струйного движения;

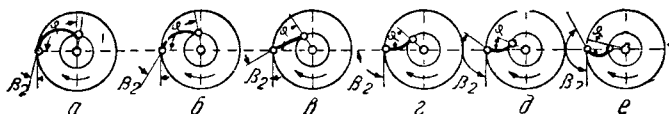
η_r характеризует гидравлические потери в рабочем колесе, направляющем аппарате и корпусе.

Выведенное основное уравнение может быть получено и иным путем из уравнения Бернулли или теоремы моментов импульсов.

§ 8. Влияние профиля лопаток рабочего колеса центробежного насоса на его работу

Как это следует из основного уравнения центробежного насоса, напор, развиваемый им, зависит от величины и направления скоростей U_2 и C_2 .

Угол β_2 выбирается в определенных пределах; влияние величины угла можно представить в результате анализа основного уравнения центробежного насоса.



Фиг. 11

На фиг. 11 показаны возможные значения угла β_2 (от β_2 весьма малого до β_2 , стремящегося к 180°), соответствующие лопаткам различной кривизны [фиг. 11, а, 11, б и 11, в — лопатки загнуты назад, фиг. 11, г — лопатки направлены радиально (последний элемент лопатки направлен по радиусу), фиг. 11, д и 11, е — лопатки загнуты вперед].

Из уравнения

$$H = \eta_r \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}$$

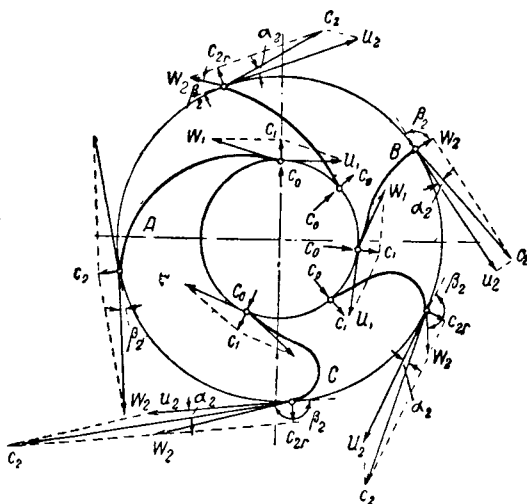
видно, что для колес одного и того же диаметра и одинаковых чисел оборотов и производительности при различном профиле лопаток получаются различные H .

Путем выбора соответствующей ширины рабочего колеса у выхода можно радиальные составляющие абсолютных скоростей у выхода C_2 получить равными абсолютной скорости входа C_1 , т. е. $C_{2r} = C_1$ (фиг. 12).

Для лопатки, сильно загнутой назад, угол β_2 мал, угол α_2 близок к 90° и тогда H близко к 0, т. е. вся работа идет на изменение относительных скоростей; жидкость выходит из рабочего колеса с той же скоростью, с какой поступает в него; давления колесо не развивает.

С увеличением угла β_2 угол α_2 уменьшается и H возрастает. При $\beta_2 = 90^\circ$ лопатка заканчивается радиально; эти лопатки могут быть использованы лишь в насосах специальных конструкций.

При $\beta_2 > 90^\circ$ лопатки загнуты вперед, H принимает наибольшее значение, но при этом, как это видно из фиг. 12, получаются большие скорости; что приводит к значительным потерям при преобразовании скоростного напора в давление; образование больших скоростей на коротком пути от входа до выхода вызывает значительные ускорения в жидкости и, кроме того, большие скорости сопровождаются большими потерями на трение. Все это приводит к весьма низкому к. п. д. такого насоса.

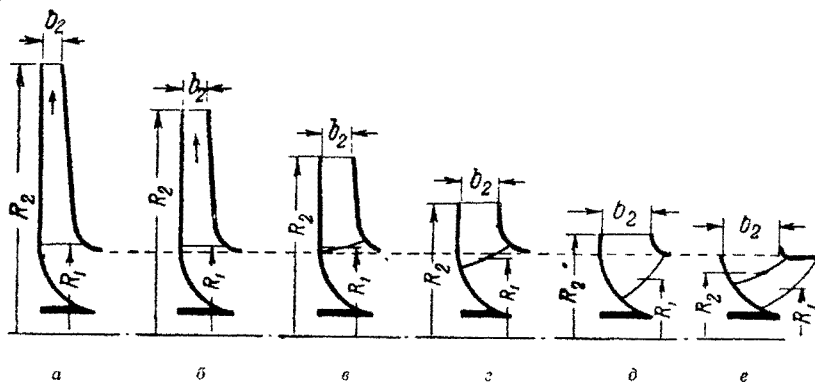


Фиг. 12

Обычно в практике проектирования центробежных насосов угол β_1 принимают равным $14—25^\circ$, а β_2 принимают в пределах $20—35^\circ$ (лопатки загнуты назад) или близким к указанным пределам и редко более. Рабочие колеса этого типа дают практически более устойчивую работу насоса и лучшую в эксплуатационном отношении зависимость между Q и H .

§ 9. Насосы высокого давления

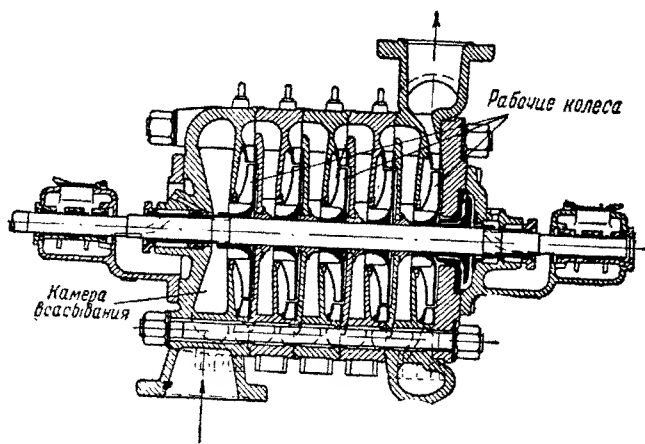
Из основного уравнения центробежного насоса следует, что напор увеличивается с увеличением окружной скорости, т. е. с увеличением числа оборотов и увеличением внешнего диаметра рабочего колеса D_2 . Максимальное число оборотов центробежного насоса принимают до 3 000 в 1 мин. (у турбонасосов редко больше).



Фиг. 13

При непосредственном соединении насосов на общем валу с электродвигателями трехфазного переменного тока число оборотов агрегата в 1 мин. близко 500, 600, 750, 1 000, 1 500, 3 000.

При увеличении R_2 для увеличения напора H насоса при неизменном расходе Q необходимо уменьшить ширину рабочего колеса у выхода b_2 и оставить без изменения R_1 . На фиг. 13, а, 13, б, 13, в, 13, г, 13, д, 13, е представлены схемы рабочих колес насосов для одного и того же Q и разных H .



Фиг. 14

На фиг. 14 представлен многоступенчатый (многокамерный) насос. Частицы жидкости подходят к первому рабочему колесу с незначительным давлением, выходят из первого рабочего колеса с давлением, определяемым по уравнению:

$$H = \eta_r \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g};$$

Таким образом, отношение $\frac{R_2}{R_1}$ тем больше, чем больше H . Обычно $\frac{R_2}{R_1} = 2$; для насосов высокого давления $\frac{R_2}{R_1}$ увеличивается до трех.

В случае необходимости увеличить H лопатки принимаются с углами β_2 в обычных пределах, насосы же строятся многоступенчатыми.

далее частицы с этим давлением (не считая незначительных потерь) поступают во второе рабочее колесо и так как в последнем они вращаются с теми же скоростями, то получают здесь такое же приращение давления, как и в первом колесе, т. е. выходят примерно с удвоенным давлением. Таким образом, n -камерный насос развивает общее давление, равное nH (по соображениям, связанным с конструкцией вала, n принимается не более 10 — 12).

§ 10. Число лопаток и их очертание

Число лопаток z определяется по формуле:

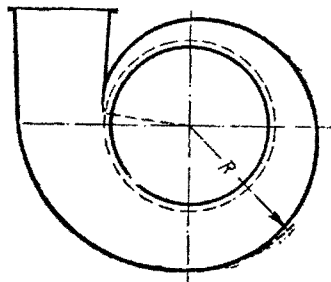
$$z = 6,5 \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Обычно z принимают равным в пределах от 6 до 12 в зависимости от размеров колеса. У больших колес встречаются еще короткие промежуточные лопатки, начинающиеся примерно со средней окружности колеса. Расстояние между лопатками определяется из формулы:

$$t = \frac{\pi D_2}{z}.$$

Толщина лопатки принимается возможно малой — до 3 — 5 мм (бронза) или несколько больше. Форма лопатки должна обеспечивать движение жидкости возможно без потерь, сечение канала должно изменяться плавно. Этому удовлетворяет лопатка, несколько загнутая назад из дуг круга (фиг. 15, а, центры M , E) или одной дуги (фиг. 15, б, центр M). В последнем случае построение идет следующим образом: произвольную точку G внешней окружности соединяют с центром O , пристраивают к прямой GO угол β_2 и угол $\beta_1 + \beta_2$; точку K соединяют с точкой G , линию GK проводят до пересечения с окружностью в точке B ; полученный отрезок GB делят пополам; из середины восстанавливают перпендикуляр до пересечения с линией GM в точке M ; последняя является центром, через который вычерчивается лопатка. Построение профиля лопатки дугами двух радиусов состоит по существу в подборе радиусов с тем, чтобы кривизна лопатки уменьшилась к выходу.

Реже встречаются очертания части лопаток по эвольвентам. Лопатки на концах заостряются.



Фиг. 16

§ 11. Корпус насоса, диффузор, направляющий аппарат

Преобразование части кинетической энергии в энергию давления происходит в диффузоре или направляющем аппарате (если они имеются) и корпусе (кожухе) насоса, имеющем часто у одноколесного насоса и тоже за последней ступенью многоколесного насоса (фиг. 16) улиткообразную форму с постепенно увеличивающимся сечением.

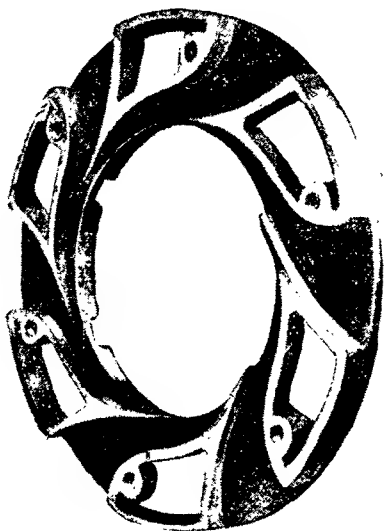
Направляющий аппарат, одна из конструкций которого показана на фиг. 17, закрепляется неподвижно в корпусе насоса и вследствие имеющихся в нем расширяющихся каналов, образуемых рядом лопастей, преобразует часть

кинетической энергии в давление и, кроме того, служит для улучшения условий безударного движения жидкости из рабочего колеса в корпус.

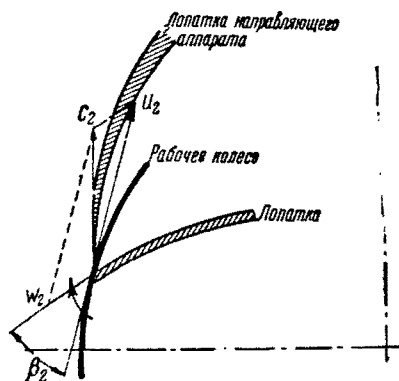
Жидкость выходит из рабочего колеса с большими скоростями, достигающими 15 — 25 м/сек и более, поэтому устройство направляющего аппарата, первые элементы лопаток которого направлены под определенным углом в соответствии с параллелограммом скоростей у выхода (фиг. 18), значительно повышает к. п. д. насоса. Характер лопаток и каналов направляющего аппарата различен.

Ширина направляющего аппарата на 1 — 2 мм более ширины колеса; между направляющим аппаратом и рабочим колесом имеется небольшой зазор; число лопастей то же, что и у рабочего колеса, или отличается на 1 от их числа в рабочем колесе.

Лопатки у начала обычно очерчиваются по эвольвенте. При ненормальном режиме работы насоса, не соответствующем



Фиг. 17



Фиг. 18

расчету, у начала лопаток направляющего аппарата создаются большие вихревые движения, что может привести к уменьшению к. п. д. насоса.

Насосы низкого давления со скоростями у выхода из рабочего колеса 7 — 8 м/сек обычно не имеют направляющего аппарата и строятся с улиткообразным корпусом. Насосы высокого давления строятся с направляющими аппаратами (в американской практике некоторые новейшие модели насосов не имеют направляющих аппаратов с лопатками).

Диффузор является собственно направляющим аппаратом без лопаток. Насосы с диффузором имеют меньший к. п. д., чем с направляющим аппаратом, но они имеют преимущества при сильно изменяющемся режиме работы насоса (изменяющихся расходах).

§ 12. Мощность и к. п. д. насоса

Полезная мощность насоса в поднятой жидкости равна:

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{75} \text{ ЛС},$$

где γ — удельный вес жидкости;

Q — в л/сек;

H — в м.

Мощность, передаваемая на вал, — N :

$$\frac{N_n}{N} = \eta_n,$$

где η_n — общий к. п. д., учитывающий механические и гидравлические потери в насосе.

У современных насосов в зависимости от их конструкции, размеров, тщательности изготовления и пр. η_n колеблется в пределах от 0,6 до 0,85 (очень редко несколько выше).

Мощность двигателя следует выбирать с учетом потерь в передаче и с запасом 10 — 20% на перегрузку (запас на перегрузку тем больше, чем мощность двигателя меньше).

Перечислим основные потери, отражающиеся на к. п. д. насоса:

а) потери напора от трения в колесе, направляющем аппарате, в сборном канале, ведущем жидкость к нагнетательному штуцеру, потери на местные сопротивления, потери, связанные с преобразованием кинетической энергии в энергию давления;

б) потери на удары и вихри в направляющем аппарате. Последние потери имеют место при ненормальных расходах потому, что при этом абсолютная скорость выхода, зависящая от расхода, не совпадает с направлением лопаток направляющего аппарата. Потери эти достигают значительных величин при малых расходах и снижаются при увеличении расхода до нормального;

в) потери, связанные с кавитацией;

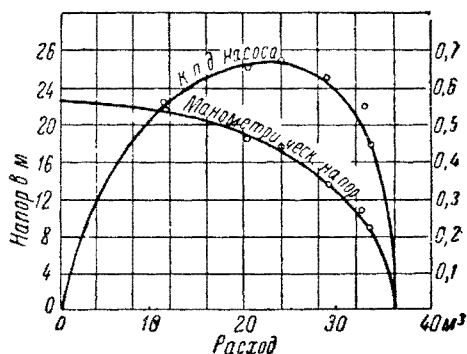
г) потери объемные вследствие утечек в зазорах, сальниках, гидравлической пяте, служащей для уравнивания осевого сдвига, и т. д.;

д) потери механические (трение в подшипниках и т. д.).

Таким образом, высокий к. п. д. получается при выполнении таких мероприятий, как лучшая обработка лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата, лучшее обеспечение безударного движения жидкости, что в определенной степени имеет место при проектировании рабочих колес с лопатками, загнутыми назад. Общий к. п. д. насоса может быть расчленен на ряд отдельных к. п. д., как то: объемный, гидравлический, механический и т. д. Вследствие трудности точного учета аналитическим путем отдельных потерь в практике определяют общий к. п. д. и в отдельных исследованиях — гидравлический к. п. д.

На фиг. 19 дана принципиальная кривая к. п. д. насоса, совмещенная с характеристикой работы насоса. Значение этой кривой к. п. д. следующее: при закрытой задвижке $\eta_n = 0$, расход равен нулю, а следовательно и полезная работа равна нулю; при таком открытии задвижки, когда напор стремится к нулю, полезная работа также стремится к нулю и $\eta_n = 0$.

В эксплуатации насос должен использоваться для тех значений Q и H , при которых он имеет наибольшее η_n или близкое к нему. На практике, к сожалению, последнее не всегда имеет место.



Фиг. 19

§ 13. Зависимость между напором, производительностью и числом оборотов насоса

С изменением числа оборотов изменяются и скорости, пропорциональные числу оборотов. Параллелограммы или треугольники скоростей у выхода при этом получают подобными.

Таким образом, с изменением числа оборотов с n до n_1 производительность насоса изменится с Q до Q_1 , причем

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}.$$

Так как

$$H = \eta_r \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g},$$

а C может быть выражено через U , то H изменяется пропорционально квадрату скорости; при этом напор при числе оборотов n_1 определится из соотношения:

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2};$$

так как $N = \frac{QH}{75 \cdot \eta_m}$, то при этом потребная мощность также определится из соотношения:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{n^3}{n_1^3}.$$

Следует иметь в виду, что указанный закон пропорциональности сохраняется лишь в определенных пределах чисел оборотов, с которыми связаны условия всасывания и к. п. д. насоса. Нарушение закона пропорциональности, как это установлено опытом, имеет место при больших производительностях, превосходящих допускаемые для данного насоса, а равно и при больших высотах всасывания.

§ 14. Удельное число оборотов и степень быстроходности

Если колеса насосов геометрически подобны, т. е. имеют одинаковые отношения соответствующих размеров и равные углы наклона лопаток, то они составляют серию колес.

Для колес одной и той же серии при одном n имеет место соотношение:

$$\frac{Q_a}{Q_s} = \left(\frac{R_a}{R_s}\right)^3 \text{ и } \frac{H_a}{H_s} = \left(\frac{R_a}{R_s}\right)^2,$$

ибо расходы пропорциональны сечению (квадрату линейного размера) и скорости, т. е. пропорциональны кубу линейного размера, а напоры пропорциональны квадрату скорости (скорости же пропорциональны линейному размеру).

Между расходами и напорами, развиваемыми различными колесами одной серии при разных числах оборотов, также существует зависимость. Пусть Q_a и H_a и Q_a' и H_a' — расходы и напоры для одного колеса при числах оборотов n и n_1 . Тогда

$$\frac{Q_a}{Q_a'} = \frac{n}{n_1}.$$

Пусть Q_s' и Q_s' — расходы для двух колес одной серии при одном числе оборотов. Тогда

$$\frac{Q_a'}{Q_s'} = \left(\frac{R_a}{R_s}\right)^3.$$

Так как

$$Q_a' = Q_a \frac{n_1}{n},$$

то

$$\frac{Q_a'}{Q_s'} = \frac{Q_a \frac{n_1}{n}}{Q_s'} = \left(\frac{R_a}{R_s}\right)^3,$$

или

$$\frac{Q_a}{Q_s'} = \frac{n}{n_1} \left(\frac{R_a}{R_s}\right)^3;$$

то же

$$\frac{H_a}{H_s} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2, \quad \frac{H'_a}{H'_s} = \left(\frac{R_a}{R_s} \right)^2;$$

$$\frac{H_a}{H_s} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \left(\frac{R_a}{R_s} \right)^2.$$

Таким образом, по расходу и напору одного колеса серии при некотором числе оборотов можно определить расход и напор другого колеса серии при другом числе оборотов.

Удельное число оборотов или коэффициент быстроходности колеса есть число оборотов такого колеса (модельного) той же серии, которое развивает напор в 1 м при полезной мощности в 1 лс и, следовательно, развивает расход 75 л/сек.

$$\text{Удельное число оборотов } n_s = 3,65 n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{H^3}},$$

где Q — в м³/сек.

Действительно, пусть данное колесо при числе оборотов n дает расход Q и напор H . То же колесо даст напор $H_1 = 1$ м при числе оборотов n_1 , определяемом из соотношения:

$$\frac{H}{1} = \frac{n^2}{n_1^2}, \quad \text{или} \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}.$$

Тогда расход колеса при этом числе оборотов

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n} = \frac{Q}{\sqrt{H}}.$$

Чтобы получить расход не Q_1 , а 0,075 м³/сек при том же напоре $H = 1$ м, причем колесо той же серии, но другого размера; развивая одинаковый напор $H = 1$ м, т. е. имея одинаковые скорости движения жидкости у выхода, колесо это удовлетворяет соотношению:

$$\frac{Q_1}{0,075} = \left(\frac{R_1}{R_s} \right)^2 = \left(\frac{n_s}{n_1} \right)^2,$$

так как равенство скоростей требует, чтобы числа оборотов при этом были обратно пропорциональны радиусам.

Отсюда

$$n_s = n_1 \sqrt{\frac{Q_1}{0,075}} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H} \cdot 0,075}} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{1000 \cdot Q}{75 \sqrt{H}}} =$$

$$= 3,65 n \frac{\sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}.$$

Из полученной формулы следует, что степень быстроходности увеличивается с увеличением Q и n и с уменьшением H .

Коэффициент быстроходности для одного колеса (ступени) в отличие от n_s насоса равен:

$$n_{s_1} = 3,65 \frac{n \sqrt[4]{Q_1}}{H_1^{3/4}};$$

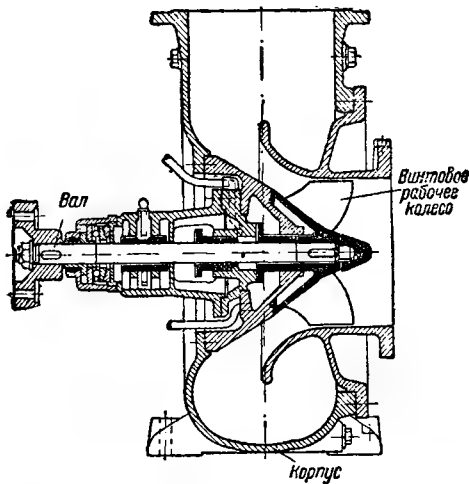
где Q_1 и H_1 — производительность и напор, развиваемые одним колесом (ступенью) насоса.

В табл. 3 приведены коэффициенты быстроходности, позволяющие классифицировать типы колес (и насосов).

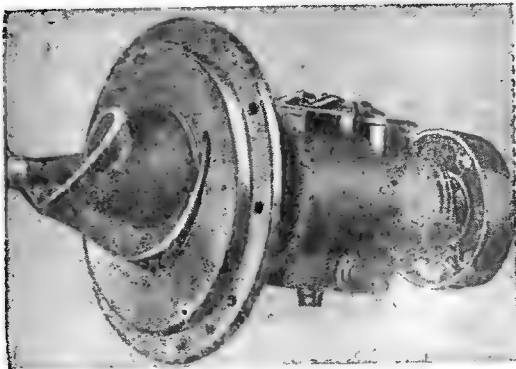
Таблица 3

n_s	Типы колес (и насосов)	$R_2:R_1$	Схема по фиг. 13
60—80	Тихоходные	3—2,5	<i>a, б</i>
80—150	Нормальные	2,0	<i>в, г</i>
150—350	Быстроходные	1,6—1,2	<i>д</i>
350—600	Винтовые полвосьевого типа	1,1	<i>е</i>
600—1 200	Пропеллерные (осевые)	Около 1	—

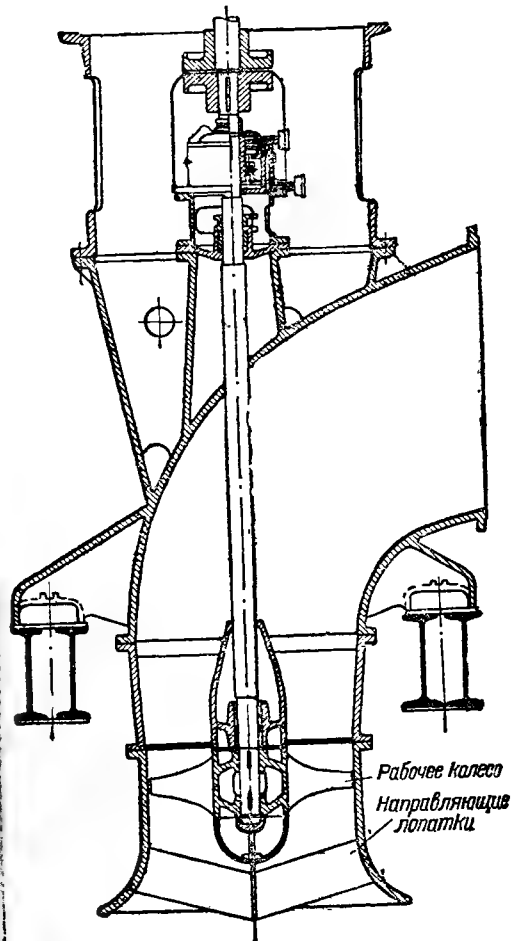
На фиг. 13 показаны колеса с различными n_s . С увеличением n_s движение жидкости в рабочем колесе переходит постепенно из радиального в радиально-осевое и далее в осевое.



Фиг. 20



Фиг. 20а



Фиг. 20б

Пропеллерные насосы, применяемые для больших расходов и малых напоров, имеют более сложные лопасти и большие проходные сечения. Они занимают особое место среди центробежных насосов. На фиг. 20 представлен разрез винтового (полу осевого) насоса. На фиг. 20а дано рабочее колесо винтового насоса Мириа. На фиг. 20б показан разрез пропеллерного насоса.

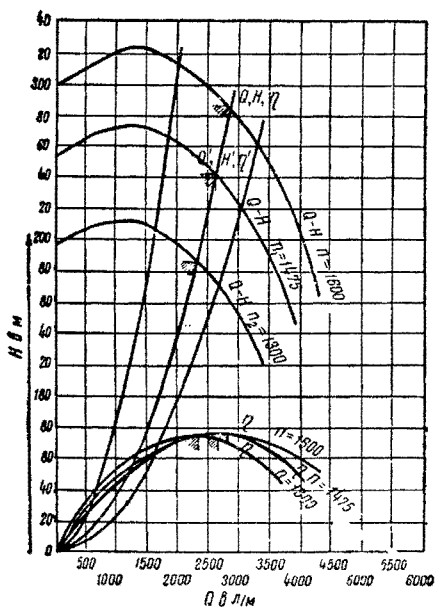
n , определяет конструкцию и тип насоса: насосы с меньшим n , — высокого давления, с большим n , — низкого давления. С уменьшением $\frac{D_2}{D_1} n$, увеличивается и принимает максимальное значение при $D_2 \approx D_1$, т. е. для так называемых осевых колес; n , увеличивается также с увеличением β_1 и с уменьшением β_2 . Здесь еще раз уместно напомнить, что при больших n , высота всасывания принимается небольшой (часто близкой к нулю) и, например, для $n_2 = 1000$, при напоре, равном 6 м, высота всасывания принимается равной 2 м.

§ 15. Характеристики насоса

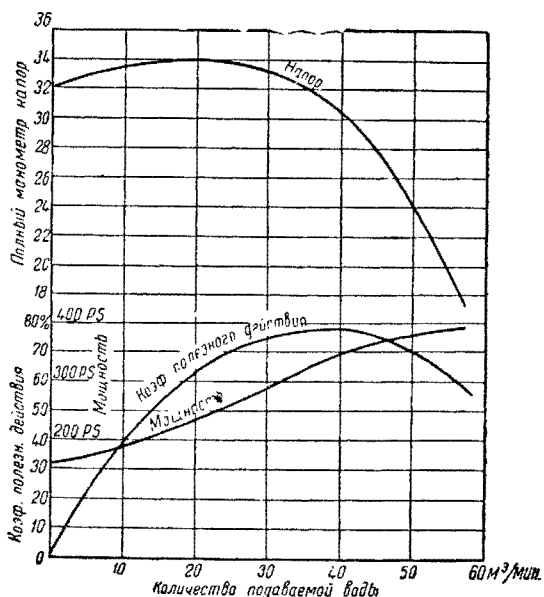
Производительность Q и напор H , развиваемые насосами при числе оборотов n , связаны определенной зависимостью. Из закона пропорциональности следует, что

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_1}{\sqrt{H_1}},$$

т. е. Q и H изменяются по параболе с вершиной в начале координат.



Фиг. 21



Фиг. 22

Связь между Q и H для данного насоса при данном n в простейшем виде графически дается в виде кривой QH — основной характеристики насоса.

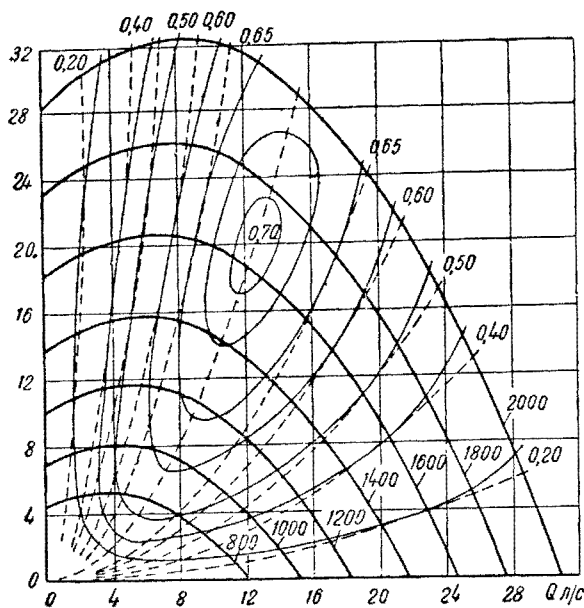
На фиг. 21 показаны характеристики QH насоса при $n = 1600$, $n_1 = 1475$ и $n_2 = 1300$ об/мин.

Используя теоретическое уравнение работы насоса:

$$H' = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g},$$

в результате ряда преобразований приходят к уравнению и далее построению наклонной прямой с углом наклона, зависящим от угла β_2 ; учитывая конечное число лопаток колеса и все гидравлические потери, получают после дополнительных построений действительную характеристику — кривую QH . Характеристики, используемые в практике, получают опытным путем.

По данной характеристике для данного n можно, пользуясь законом пропорциональности, построить новую характеристику насоса для иного числа оборотов n_1 . Так, приняв на данной характеристике (фиг. 21) некоторую точку $QH\eta$, найдем из закона пропорциональности Q_1 и H_1 , т. е. соответствующую точку другой характеристики для числа оборотов, равного n_1 . Каждой рабочей точке основной характеристики насоса, как указывалось, соответствует параболическая кривая, по которой перемещается эта точка при изменении числа оборотов. Кривые эти (параболы), проходящие через начало координат, называются кривыми пропорциональности.



Фиг. 23

кривых с одинаковыми к. п. д. и соединить точки кривых QH , имеющие одинаковые значения η , то получим кривые равных к. п. д. (фиг. 23). Эти кривые по характеру близки к кривым пропорциональности. Совокупность кривых QH и одинаковых к. п. д. позволяет устанавливать наиболее выгодные условия работы насоса.

§ 16. Параллельная и последовательная работа центробежных насосов

А. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Работа каждого насоса характеризуется рядом связанных между собой величин, как то: производительностью, напором, числом оборотов, к. п. д., потребной мощностью.

Насосные установки часто представляют собой соединения центробежных насосов с асинхронными электромоторами трехфазного переменного тока, не позволяющими регулировать число их оборотов.

Изменение числа оборотов центробежного насоса может иметь место, например, при приведении его в действие от двигателя внутреннего сгорания или при помощи ременной передачи при возможности изменения диаметра шкива. Моторы постоянного тока позволяют изменять число оборотов, но имеют весьма ограниченное применение.

Работа насоса при определенном числе оборотов характеризуется вполне определенной кривой QH , выражающей графически зависимость между производительностью и напором, развиваемыми насосом. Кроме того, как это следует из изложенного

$$\frac{Q^2}{Q_1^2} = \frac{H}{H_1}, \text{ или } Q_1^2 = \frac{Q^2 H_1}{H}.$$

параболическая кривая, по которой перемещается эта точка при изменении числа оборотов. Кривые эти (параболы), проходящие через начало координат, называются кривыми пропорциональности.

На фиг. 21 дан ряд кривых QH , построенных указанным образом для различных n . Параболы, соединяющие точки на различных кривых QH , характеризуют работу насоса не при одинаковых к. п. д., так как с увеличением n увеличиваются гидравлические потери, наоборот, механические потери могут сильнее сказываться при малых n , при малых мощностях.

На фиг. 22 кроме кривой QH и кривой к. п. д. показана кривая изменения потребной мощности.

Если на различных кривых QH данного насоса (для различных n) выделить части этих

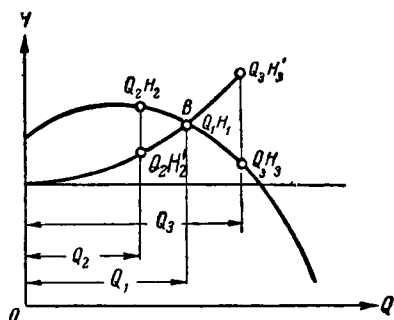
Последнее представляет уравнение параболы с параметром

$$\frac{Q^2}{H}.$$

Работа насоса характеризуется также кривой к. п. д. в зависимости от Q и кривой потребной мощности в зависимости от Q . Как это видно из дальнейшего, Q и H при данном η устанавливаются в увязке с работой сети.

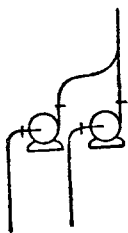
Полная высота преодолеваемого напора состоит из статической (геометрической) части и динамической части — сопротивления в трубопроводах, которое меняется с изменением количества перекачиваемой жидкости.

Если построить в прямоугольных координатах геометрическую высоту подъема H (параллельна оси абсцисс), в каждой точке этой линии отложить по вертикали (фиг. 24) отрезки, равные потерям в трубопроводе (сети) при подаче соответствующих количеств жидкости, то получим параболическую кривую, характеризующую работу трубопровода (сети). Насос должен обеспечить напор, необходимый для пропуска в сети определенного расхода.

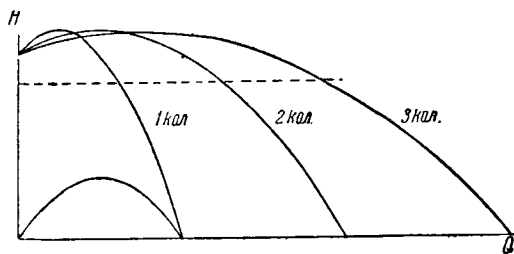


Фиг. 24

При наложении кривой QH насоса и кривой, характеризующей работу сети, точка B пересечения этих кривых определит максимальную подачу данного насоса при работе в данный трубопровод (сеть). Меньшие производительности могут быть получены при частичном погашении избытка напора на задвижке; так, например, если желательно получить производительность Q_2 , то потребный напор должен быть H_2' , а напор, развиваемый при этом насосом, есть H_2 , поэтому часть напора, равная $H_2 - H_2'$, должна гаситься при частичном прикрытии задвижки, необходимом для уменьшения Q_1 до Q_2 . При желании получить производительность большую, чем Q_1 , например Q_3 , необходимо развить насосом напор H_3' , а насос при этой производительности развивает напор $H_3 < H_3'$; следовательно, такая производительность насоса при данных условиях недостижима за недостаточностью развиваемого им напора.



Фиг. 25



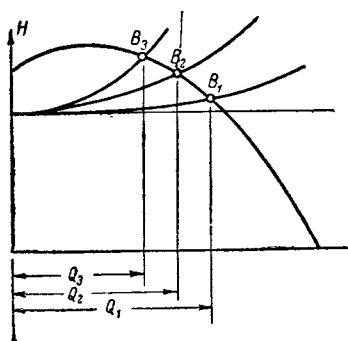
Фиг. 26

На фиг. 25 представлена схема параллельной работы двух насосов, а на фиг. 26 — характеристика работы насоса при параллельном соединении колес (сдвоенный, строенный насос). Общий расход Q равен сумме расходов всех колес; напор, развиваемый насосом, изменяется в тех же пределах, как и напор, развиваемый каждым колесом (абсциссы складываются при одинаковых ординатах).

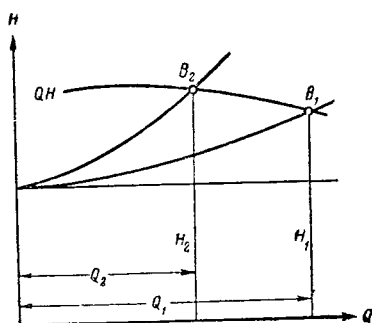
Когда в один и тот же трубопровод (сеть) работает несколько насосов (параллельная работа), то определение рабочих точек B имеет особо важное значение. Учитывая, что при работе двух насосов, т. е. при удвоенных количествах воды, и при работе трех насосов, т. е. при утроенных количествах воды, потери возрастут примерно в 4 раза (2^2) в первом случае и примерно в 9 раз (3^2) во втором, перестраиваем искусственно кривые потерь для случая работы двух и

трех насосов (фиг. 27), для чего от линии геометрического напора для соответствующих производительностей откладываем отрезки потерь, в 4 раза (при двух насосах) и в 9 раз (при трех насосах) большие, чем при работе одного насоса. При этом замечаем, что точка B сдвигается и что с увеличением количества работающих насосов максимальная производительность каждого уменьшается, например с Q_1 до Q_2 при параллельной работе двух насосов и с Q_1 до Q_3 при параллельной работе трех насосов. С увеличением числа параллельно работающих центробежных насосов может быть достигнуто и такое положение, когда производительность каждого из них станет настолько малой, что они все вместе не дадут производительности, большей одного отдельно работающего насоса. Как показывает практика, в этом случае может работать один насос и давать полную свою производительность, в то время как остальные работают вхолостую.

Как видно из фиг. 27, описанное явление зависит от вида и взаимного расположения кривой QH и кривых потерь; при более пологих кривых QH насоса (фиг. 28) разность в производительности каждого насоса (в случае работы одного или же параллельной работы двух из них) получается очень большой (Q_1 много больше чем Q_2); в случае более круто расположенных кривых QH насоса



Фиг. 27



Фиг. 28

производительность каждого насоса при включении другого в параллельную работу также изменяется с Q_1 до Q_2 , но менее значительно, чем в предыдущем случае.

При подсчете напора для заказа насосов нужно учитывать сопротивления, являющиеся результатом одновременной параллельной работы двух или нескольких насосов в один общий трубопровод (сеть), если такая работа предполагается. Для параллельной работы необходимо более крутое направление кривых QH .

Пологая характеристика, ведущая к значительным колебаниям производительности насоса при незначительных изменениях напора, выгодна лишь при регулировании работы насоса (в довольно широких пределах изменения Q) при помощи напорной задвижки, как это иногда имеет место при установке электронасосов для питания котлов.

Крутизна кривой QH изменяется при изменении конструкции насоса (уменьшении β_2 и т. д.); с увеличением коэффициента быстроходности характеристика QH , как правило, принимает более крутое направление, как это видно из фиг. 29,

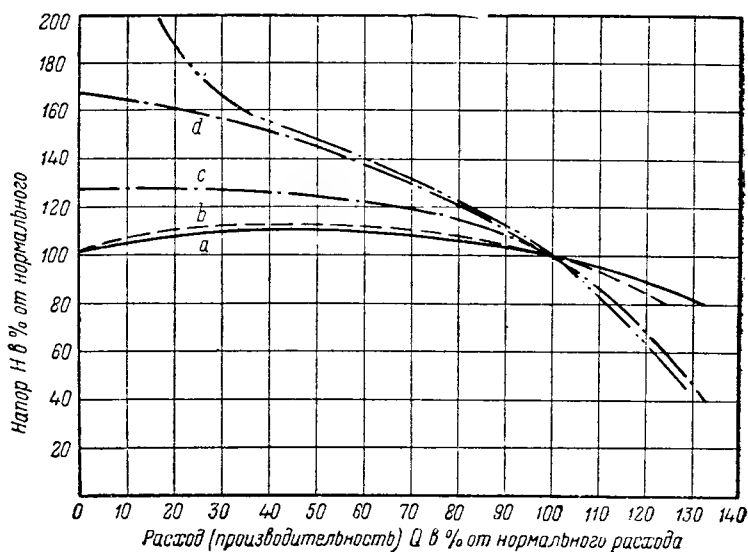
где a — характеристика QH для одного из насосов с $n_s = 78$
 b — » » » » » » $n_s = 125$
 c — » » » » » » $n_s = 260$
 d — » » » » » » $n_s = 400$

Исследование параллельной работы может быть также проведено на основе следующего.

Если параллельная работа имеет место, то насосы развивают одинаковые напоры (иначе параллельная работа невозможна) и общая подача является суммой производительностей отдельных насосов.

На фиг. 30 даны кривые QH двух разных насосов (построение упрощается при одинаковых насосах).

Общая подача насосов определяется следующим образом: проводится ряд параллельных линий $1-1'$, $2-2'$, $3-3'$ и т. д., т. е. линий одинаковых напоров, пересекающих обе характеристики.

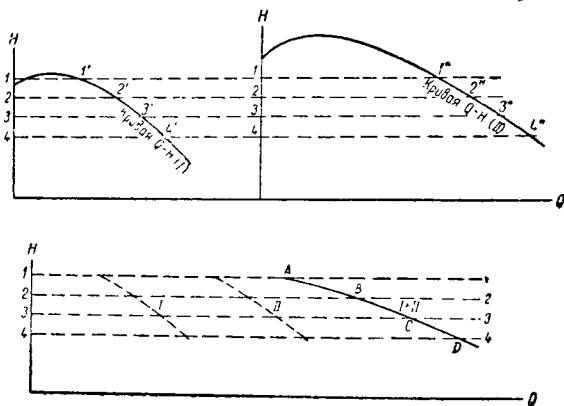


Фиг. 29

Суммируя расходы $1-1'$ и $1-1''$ для одного напора, получим точку A , принадлежащую суммарной характеристике параллельной работы обоих насосов. Точно так же, суммируя расходы $2-2'$ и $2-2''$ и т. д., получим точки B, C, D , характеризующие суммарную работу двух данных насосов при различных напорах.

Кривая $ABCD$ и является искусственно построенной суммарной характеристикой двух параллельно работающих насосов; ею пользуются для решения вопросов, связанных с работой насосов, так же как пользуются характеристикой одного насоса.

На фиг. 31 представлены результаты исследования возможности параллельной работы двух и трех одинаковых центробежных насосов. Как

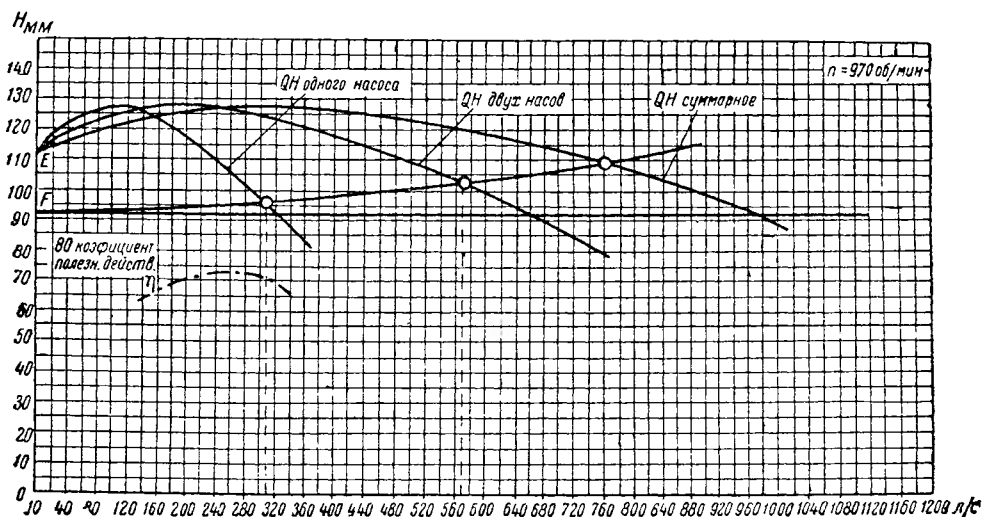


Фиг. 30

видно из фигуры, в этом случае характеристика трубопровода остается одной и той же, но кривая QH насоса искусственно перестраивается, так что каждая новая точка суммарной кривой QH при той же ординате (при том же напоре) имеет абсциссу—производительность, увеличенную в 2 или 3 раза (в зависимости от того, для скольких параллельно работающих насосов строится эта кривая QH). Точка пересечения суммарной кривой QH с характеристикой трубопро-

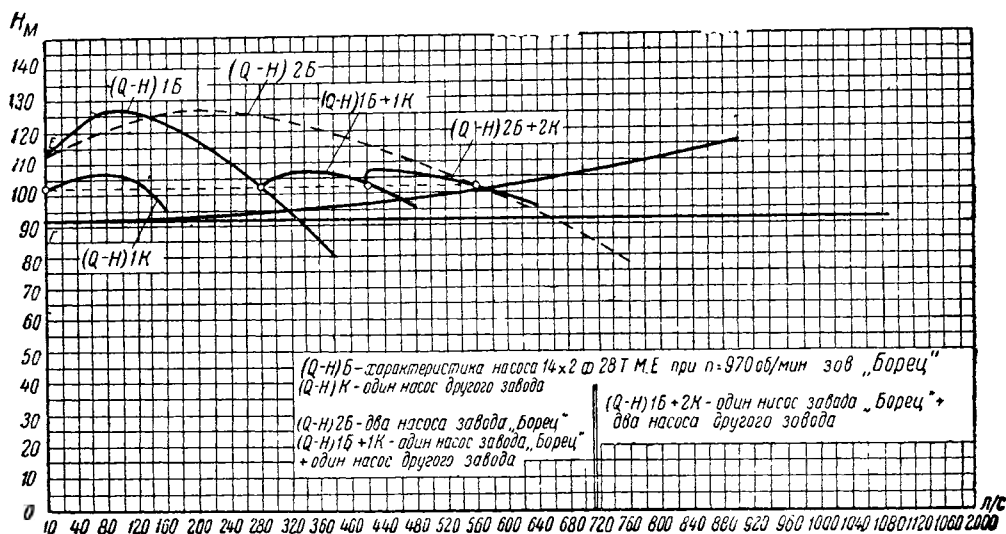
вода (сети) определяет суммарную производительность двух (для случая работы двух) или трех (для случая работы трех) насосов, включенных параллельно.

Как видно из фиг. 31, при работе одного насоса производительность его равна 310 л/сек, при работе двух насосов общая их производительность равна



Фиг. 31

565 л/сек (или производительность каждого равна 282,5 л/сек) и работе трех насосов общая их производительность равна 760 л/сек (или производительность каждого равна 253 л/сек). В этом случае при крутом направлении кривой QH вопрос параллельной работы насосов разрешается вполне удовлетворительно.



Фиг. 32

На фиг. 32 даны результаты исследования параллельной работы уже работающих на станции центробежных насосов одного завода с другими центробежными насосами, развивающими другие Q и H (лишь предположенными к заказу и установке). Исследование велось по второму методу, т. е. при остающейся характеристике трубопровода (сети), строилась кривая для работы одного ста-

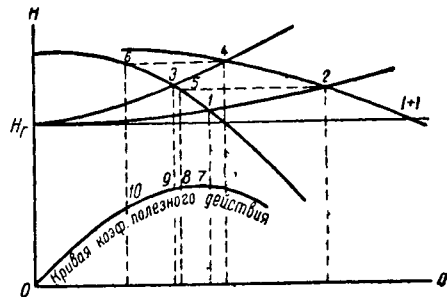
рого и одного нового, двух старых и одного нового насосов и т. д. Из фиг. 32 видно, к какому случаю относится каждая из кривых.

На фиг. 33 показаны геометрическая высота подъема—кривая $QH_{(1)}$ для одного насоса, кривая $QH_{(1+1)}$ для двух одинаковых насосов, кривая к. п. д. и кривые, характеризующие работу сети для двух режимов; к. п. д. при параллельной работе для одного режима характеризуется точкой 8, для другого — точкой 10. При работе одного насоса к. п. д. его характеризуется при разных режимах сети точками 7 и 9. Указанные исследования параллельной работы насосов дают полную ясность совместной эксплуатации насосов и сети.

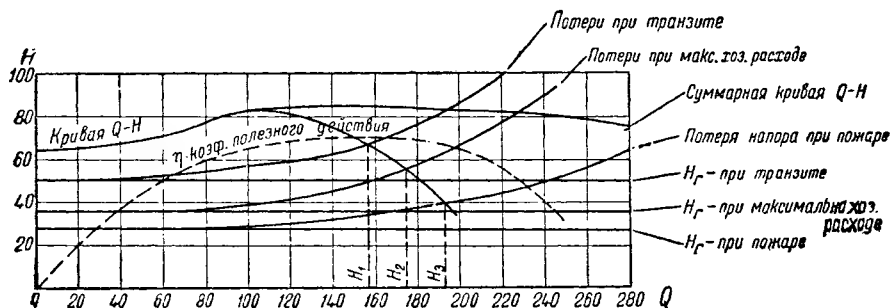
На фиг. 34 приведены результаты анализа работы насосов одной станции и сети: а) при транзите, б) при максимальном хозяйственном расходе и в) при пожаротушении. Статические (геометрические) высоты подъема для всех трех случаев различны.

Исследование относится к случаю работы насосов с полностью открытыми задвижками. В случае частичного прикрытия одной из них соответствующая кривая QH может быть заменена другой с учетом дополнительных сопротивлений в задвижке. Фактически при частичном прикрытии задвижки у одного из насосов его производительность уменьшается; производительность другого насоса при этом увеличивается, но на величину меньшую той, на которую снизилась производительность первого насоса. Таким образом, несколько снижается и суммарный расход.

В эксплуатации вообще производится регулирование работы насосов частичным прикрытием задвижек, и тогда имеют место и изменение суммарной производительности работающих насосов и соответствующее перераспределение их производительностей.



Фиг. 33



Фиг. 34

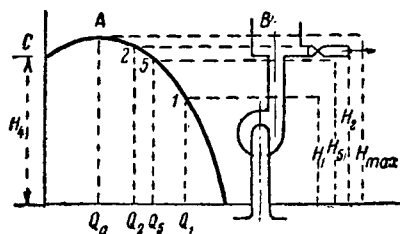
В редких случаях, когда на станции установлены электронасосы и насосы, работающие от двигателей, позволяющих изменять число оборотов, пуск в параллельную работу может производиться при переменном числе оборотов последних, и тогда исследования параллельной работы производятся с использованием различных кривых QH тех насосов, которые работают при различных числах оборотов.

При большом расстоянии между насосами, работающими на общую магистраль, исследование параллельной работы остается таким же, но для первого насоса необходимо учесть дополнительные сопротивления в магистрали на участке между первым и остальными насосами. Это может быть выполнено путем принятия характеристики насоса, аналогично изложенному в параграфе 17.

Если к кривой QH можно провести горизонтальную касательную, то в определенной области ее каждому напору могут соответствовать две производительности. Отрезок кривой AC (фиг. 35) между точкой касания и осью ординат может при известных условиях характеризовать неустойчивую работу, в то время как остальная часть кривой — устойчивую. Это явление принципиально легко можно было бы наблюдать на насосе, работающем только со статической частью напора, т. е. с коротким трубопроводом относительно большого диаметра.

Насос подает воду в сборный резервуар B ; кривая QH насоса так расположена, что ось абсцисс совпадает с уровнем всасывания, находящимся постоянно на одной и той же высоте, уровни же воды в трубопроводе и резервуаре соответствуют рабочим точкам насоса на кривой QH .

Точка 1 соответствует уровню воды в трубопроводе H_1 , точка 2 — уровню H_2 , после достижения которого вода может уходить к месту потребления. При переходе точки 1 в положение 2 производительность падает с Q_1 до Q_2 . Если количество Q_2 соответствует потреблению воды, то наступает установившееся состояние. Если же Q_2 больше, т. е. насос перекачивает больше потребности, уровень воды в резервуаре поднимается, а рабочая точка приближается к наивысшей точке кривой A , причем производительность насоса уменьшается до Q_a . Если потребление воды в этот момент меньше, чем Q_a , уровень воды в резервуаре стремится подняться еще выше, но это невозможно, так как самая высшая точка



Фиг. 35

уже достигнута и соответствует $H_{\max}$. Насос в это время «выходит из равновесия» и больше не подает воды. Напор падает до H_4 , уровень воды в резервуаре выше чем H_4 , и наступает обратное течение воды. Резервуар опорожняется через насос, если вода не успевает уходить к месту потребления. Лишь при понижении уровня воды в резервуаре до H_5 насос опять начинает подавать воду, рабочая точка переходит от точки C к точке 5; трубопровод и резервуар опять наполняются и т. д. Это явление может повторяться до тех пор,

пока могут наступить расходы, меньшие Q_a . Из сказанного следует, что в кривой QH нужно стремиться к исключению из работы неустойчивых участков. Аналогичные случаи имели место у некоторых насосов, установленных для питания котлов, где при изменении давления пара в котле рабочая точка попадала на неустойчивую ветвь.

Практически представляет интерес пересечение кривой QH с характеристиками трубопровода и соответствующее перемещение рабочих точек.

Известен случай, когда насосы, установленные для водоснабжения, в определенные часы суток допускали параллельную работу; в иные часы суток той же параллельной работы получить не удавалось. Выяснилось, что вследствие определенных изменений в эти часы Q рабочая точка переходила на ветвь кривой с неустойчивой работой.

Точка пересечения кривой QH с осью ординат характеризует давление, развиваемое насосом при пуске и закрытой задвижке, или так называемое давление холостого хода.

При всех возможных изменениях геометрического напора (изменения уровня воды в источнике и др.) давление холостого хода насоса должно быть выше статической высоты подъема, в противном случае пуск насоса невозможен. Иногда совместная работа двух одинаковых насосов возможна, но пуск второго требует остановки первого, так как рабочая точка выше давления холостого хода. Оба таких насоса необходимо пускать одновременно с постепенным открытием напорных задвижек. В ряде случаев при постепенно снижающейся устойчивой характеристике можно включать насос при другом работающем.

Существуют различные требования к виду кривой QH ; при изменяющейся высоте напора (параллельная работа), или так называемой ступенчатой работе насосов, желательно более крутое направление кривой; при изменяющихся рас-

ходах и одинаковой высоте напора желательнее более пологое направление кривой QH . То и другое направления кривой QH обусловлены конструкцией рабочего колеса насоса.

Для параллельной работы желательно иметь насосы с возможно незначительными участками неустойчивой работы на кривой QH или вовсе без таковых участков.

Относясь с вниманием к определению напора, который должен быть развит насосом при включении в параллельную работу, и к виду кривой QH , нужно осторожно отнестись к определению потребной мощности мотора. Обычный характер кривых QH насосов, предназначенных для параллельной работы, должен соответствовать круто направленной кривой. Из фиг. 28 легко усмотреть, что при подсчете мощности мотора при параллельной работе по формуле $N = \frac{QH}{75\eta_H}$ под Q

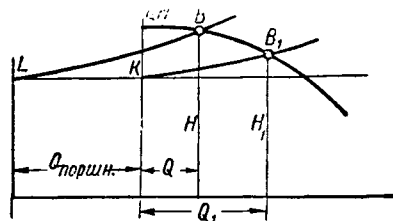
нельзя понимать производительность насоса только при параллельной работе, так как в том случае, когда будет работать только один насос (другой выключен), потери в сети уменьшаются, рабочая точка из B_2 переместится в B_1 (фиг. 28) и производительность насоса возрастет, причем это возрастание производительности может быть значительно большим, чем соответствующее уменьшение напора, т. е. в приведенной выше формуле, Q может увеличиться сильнее, чем H уменьшится (в зависимости от характера кривой QH), и потребная мощность значительно увеличится. Если еще принять во внимание, что при увеличении производительности к. п. д. может понизиться, мощность мотора, рассчитанная с обычно принимаемыми 10 — 15% на перегрузку, может оказаться малой; в этом случае мотор перегрузится (со всеми вытекающими отсюда последствиями).

Следует мощность моторов выбирать с учетом отмеченного и, кроме того, иметь на станции автоматические приборы, выключающие мотор из работы в случае перегрузки.

Рассмотрим случай параллельной работы центробежного насоса с поршневым. У поршневого насоса производительность зависит от числа ходов поршня или, что то же, от числа оборотов двигателя, напор же принципиально может достигаться любой (в определенных пределах, поскольку позволяет мощность двигателя и прочность элементов насоса). Характеристика работы поршневого насоса выражается прямой, параллельной оси ординат. (Благодаря возрастанию объемных потерь в насосе при увеличении напора расход несколько снижается, а характеристика QH несколько отклоняется от вертикали, приближаясь к оси ординат.) Представим эту характеристику работы поршневого насоса при некотором числе двойных ходов (фиг. 36) в виде прямой, отстоящей от оси ординат на расстоянии $Q_{поршн.}$ (для удобства построения проходящей в отрицательном направлении оси абсцисс), проведем линию статического давления и построим от точки K кривую потерь KB_1 при работе только центробежного насоса и от точки L кривую потерь LB , соответствующую суммарной производительности центробежного и поршневого насосов. Предельная производительность одного центробежного насоса равна Q_1 . Если при этом включить в работу поршневой насос, то рабочая точка переместится из B_1 в B (точка пересечения кривой QH насоса с кривой потерь, соответствующей параллельной работе обоих насосов) и производительность центробежного насоса уменьшается до Q при одновременной полной производительности поршневого насоса. Если поршневой насос выключить, то производительность центробежного насоса тотчас же увеличится с Q до Q_1 .

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

а) параллельная работа центробежных насосов требует напора, определяемого с учетом суммарных потерь в трубопроводах, возникающих при работе всех параллельно работающих насосов;



Фиг. 36

б) при подборе двух или нескольких насосов, считаясь с количеством параллельно работающих насосов, необходимо подбирать производительность каждого насоса как половину или соответствующую часть всего расхода. Принимаемая при этом производительность насоса будет, естественно, меньше производительности его при одиночной работе; необходимо наличие характеристик насосов;

в) при подборе насосов необходимо иметь характеристику работы сети при разных режимах или знать отдельные моменты работы сети. При отсутствии характеристик, указанных в пп. «б» и «в», подача насоса при одиночной и особенно параллельной работе определена быть не может;

г) параллельная работа центробежных насосов требует кривых QH , соответственно круто направленных;

д) параллельная работа центробежных насосов должна производиться в пределах устойчивой части кривых QH насосов; неустойчивые ветви кривых QH должны быть из работы исключены;

е) давление холостого хода насоса должно быть выше статической части высоты напора;

ж) при параллельной работе нескольких центробежных насосов моторы их должны быть рассчитаны с учетом возможной перегрузки вследствие возможного выключения некоторых насосов;

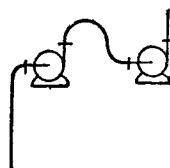
з) заводы, изготавливающие насосы, обязаны предоставлять в распоряжение организаций, проектирующих насосные станции, кривые QH предполагаемых к изготовлению насосов;

и) в процессе проектирования насосной станции, впредь до подтверждения заказа на определенные насосы необходимо провести исследования параллельной работы насосов (если таковая проектом предусматривается).

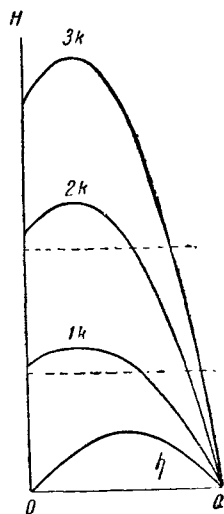
Б. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Схема последовательной работы двух насосов представлена на фиг. 37.

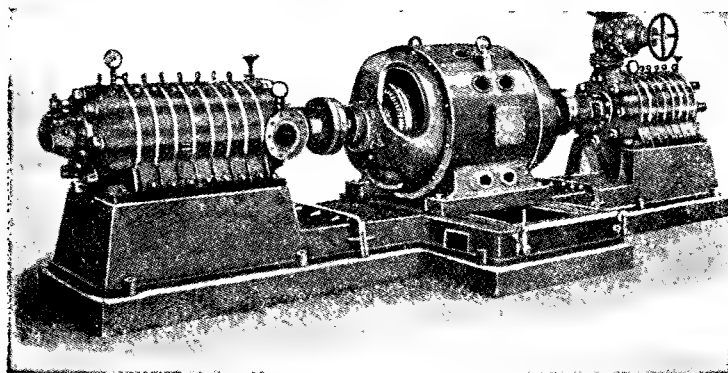
Идея последовательной работы центробежных насосов до некоторой степени отражена в типе многоколесного насоса. На фиг. 38 показаны характеристики насосов с одним, двумя и тремя одинаковыми колесами. Ординаты увеличиваются по числу колес, абсциссы те же. Идея последовательной работы отражена в некоторых конструкциях агрегатов, развивающих очень большие напоры. Многокамерный насос производительностью 3 000 л/мин и напором 728 м, изображенный на фиг. 39, представляется разделенным на две последовательно соединенные части, приводимые в



Фиг. 37



Фиг. 38



Фиг. 39

движение общим мотором; вода по выходе из напорного штуцера первой части агрегата поступает к всасывающему штуцеру второй части и оставляет напор-

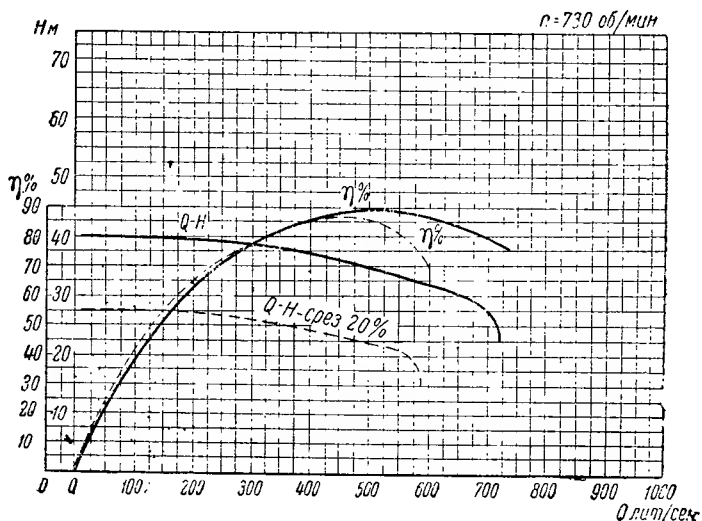
ный штуцер этой части агрегата с давлением, равным сумме давлений, обусловленных работой первой и второй частей насоса.

Расположение насосов, приводимых в движение отдельными двигателями, называется последовательным в том случае, когда напорный трубопровод, идущий от первого, присоединен ко всасывающему штуцеру второго; в этом случае напоры, развиваемые обоими насосами, суммируются (за вычетом потерь в соединяющем их трубопроводе). Последовательное соединение насосов выполняется при желании увеличить напор воды, подаваемой в какую-либо отдельную зону (при необходимости иметь канализационные насосы со значительным напором иногда проектируют установку двух последовательно расположенных насосов; эксплуатация канализационных насосов при этом усложняется).

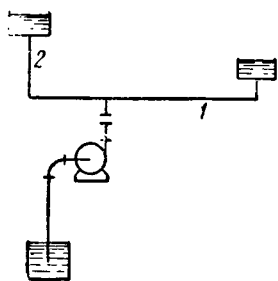
§ 17. Некоторые дополнительные вопросы, освещаемые при помощи характеристик

1. На фиг. 40 представлены характеристики насоса с обычным рабочим колесом и характеристики (пунктиром) со срезанными (укороченными, сточенными) лопатками с соответственно уменьшенными Q и H . Такое укорочение лопаток и обрезка рабочего колеса (по диаметру) в пределах примерно до 10% иногда производятся некоторыми заводами при выборе соответствующей рабочей точки, подходящей для данных условий работы.

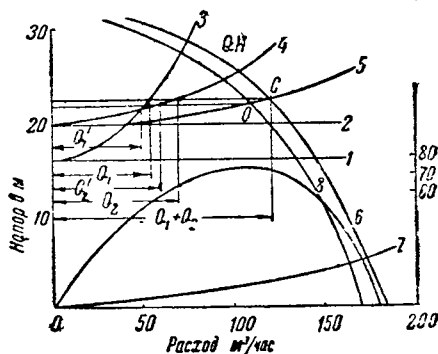
2. На фиг. 41 изображен насос, подающий воду в резервуары и сеть 1 и 2, находящиеся на различных отметках; длины и диаметры трубопроводов известны; требуется определить величину подачи в первый и второй резервуары. На фиг. 42 изображены линии статического давления 1 и 2, характеристики трубопроводов 3 и 4. Напор, разви-



Фиг. 40



Фиг. 41



Фиг. 42

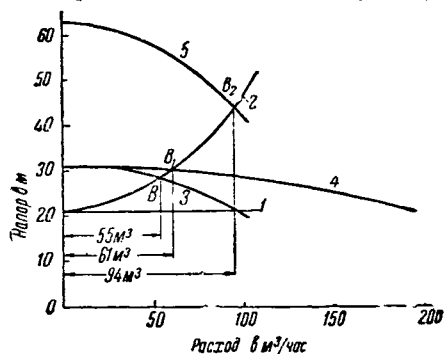
ваемый насосом, должен удовлетворять условиям подачи в один и другой резервуары; насос развивает нужный напор при производительности, равной сумме подач в оба резервуара. Сложив кривые 3 и 4 (сложив абсциссы для одинаковых

ординат), получим кривую 5, представляющую общую характеристику всей сети. Точка пересечения заданной кривой QH насоса с кривой 5 (точка C) укажет рабочую точку насоса. Проведя горизонтальную прямую через точку C , получим при пересечении ею характеристик обоих трубопроводов величины подач в каждый из резервуаров Q_1 и Q_2 .

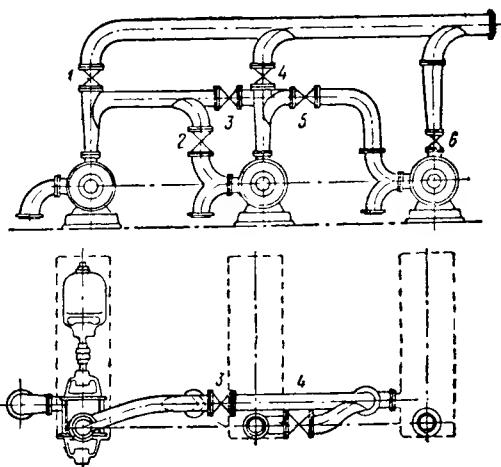
Если трубопровод разветвляется не непосредственно у насоса, а на некотором расстоянии от него, то задача решается также с тем, что вместо кривой QH используется другая кривая 8, получаемая из кривой QH путем вычитания из ординат этой кривой (напоры) соответствующих потерь на участке от насоса до разветвления трубопроводов; потери эти отдельно отражены кривой 7.

Точка пересечения кривой 8 с кривой 5 даст производительность насоса (точка O), а точки пересечения горизонтальной прямой, проведенной через точку O , с кривыми 3 и 4, укажут величины подач в один и другой резервуары — Q'_1 и Q'_2 .

3. Приведем весьма интересную задачу, иллюстрирующую при помощи характеристик возможность в отдельном случае получения большего суммарного расхода при последовательном соединении двух насосов, а не при параллельном. Пусть на фиг. 43 — 1 линия статического давления, 2 — характеристика трубопровода, 3 — характеристика насоса, 4 — суммарная



Фиг. 43



Фиг. 44

характеристика параллельной работы двух насосов, 5 — суммарная характеристика, построенная для последовательной работы двух насосов (сложение ординат). В данном случае характеристики насоса и трубопровода оказались такими, что при последовательном включении общая подача будет больше таковой при параллельном включении (на фиг. 43 указаны численные значения Q). Практически полученное решение возможно, например, при трубопроводах малого сечения и значительной длины.

На фиг. 44 показана схема установки, позволяющая осуществлять параллельную или последовательную работу насосов.

При закрытых задвижках 2, 3 и 5 и открытых 1, 4 и 6 насосы работают параллельно; при закрытых задвижках 1, 3, 4 и открытых 2, 5 и 6 — последовательно.

§ 18. Безразмерная характеристика насоса

Работа насоса должна производиться в нормальных условиях при наилучшем или достаточно хорошем к. п. д.; так должен производиться подбор насоса.

Приняв по данным завода некоторую оптимальную точку, характеризующую Q, H, n и $\eta_{\text{п.н.}}$, соответствующую наиболее выгодным условиям работы насоса при заданном числе оборотов, допуская максимальное снижение к. п. д. в пределах например 10%, можно наметить и пределы регулирования работы насоса. Если (фиг. 45) по осям абсцисс и ординат откладывать не абсолютные значения Q, H и η ,

а различные их значения в процентном отношении к оптимальным значениям, принятым за 100%, можно построить две дополнительные точки характеристик QH при значениях

к. п. д. $\eta^* = 0,9$ $\eta_{\max}$ и примерно следующих значениях Q и H

$$Q_{\min} = 0,7 Q_{\text{опт}}; H_{\max}' = 1,15 H_{\text{опт}};$$

$$Q_{\max} = 1,25 Q_{\text{опт}}; H_{\min} = 0,75 H_{\text{опт}}.$$

Три точки, из которых одна для оптимальных значений Q , H и η и две дополнительные, определяют кривую — безразмерную характеристику насоса, диктующую наиболее экономическую область работы насоса при заданном числе оборотов и пределы регулирования работы насоса.

§ 19. Работа центробежных насосов и вакуум

Характеристика QH насоса позволяет представить себе с достаточной точностью основные параметры в работе насоса и связь между ними (Q, H, η). Однако известны случаи, когда установленные насосы не дали тех Q и H , каких, судя по их характеристике, следовало бы ожидать.

В воде, перекачиваемой насосом, в зависимости от ее свойств, температуры и давления может находиться то или иное количество воздуха или других газов (углекислота, сероводород и т. д.) в растворенном состоянии, а нередко в виде пузырьков. С уменьшением температуры воды способность газов растворяться в ней увеличивается и с увеличением — уменьшается. В 1 м^3 воды при давлении 760 мм растворяется следующее количество воздуха (в м^3):

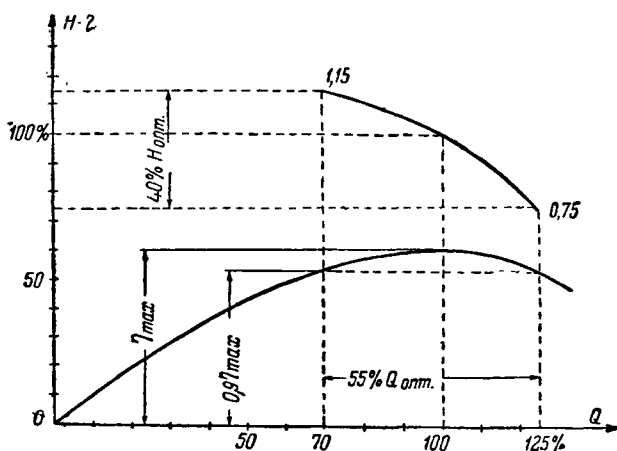
0°	10°	20°	30°	50°	70°	100°
0,029	0,023	0,019	0,016	0,013	0,012	0,011

Согласно закону Генри-Дальтона, в определенном объеме воды, соприкасающейся с газами при определенной температуре, может находиться в растворе определенный объем газов независимо от давления. При уменьшении давления объем газа стремится увеличиться, а объем его в растворе не может увеличиться, поэтому часть его выделяется из раствора и образует отдельные пузырьки и, наоборот, при уменьшении вакуума, т. е. увеличении давления, часть пузырьков газа растворяется в воде.

Во всасывающем трубопроводе насоса обычно имеет место вакуум, а вследствие этого и выделение из воды некоторого количества воздуха.

Количество растворенного воздуха, которое может выделяться из воды при всасывании в зависимости от температуры перекачиваемой воды и от величины вакуума, может быть определено при любой температуре для различной величины вакуума.

Действительно, пусть при давлении p_0 (атмосферном) объем находящегося в растворенном состоянии воздуха в 1 м^3 воды при $t = \text{const}$ равен $v_0 \text{ м}^3$; при абсолютном давлении p_x объем воздуха в 1 м^3 воды должен быть равен v_x ,



Фиг. 45

* К. п. д. насоса η_n часто обозначается через η .

причем в v_x входит и растворенный (объем которого не меняется) и нерастворенный воздух,

но

$$\frac{v_0}{v_x} = \frac{p_x}{p_0} \text{ или } \frac{v_x - v_0}{v_0} = \frac{p_0 - p_x}{p_x};$$

$$v_x - v_0 = v_0 \frac{p_0 - p_x}{p_x}.$$

$v_x - v_0$ — количество воздуха в 1 м^3 , выделившееся из раствора вследствие постоянства объема воздуха в растворе (закон Генри), а $p_0 - p_x$ — вакуум; следовательно, количество выделившегося воздуха равно количеству воздуха, растворенного в воде при той же температуре и атмосферном давлении, умноженному на отношение вакуума к абсолютному давлению в трубопроводе (насосе).

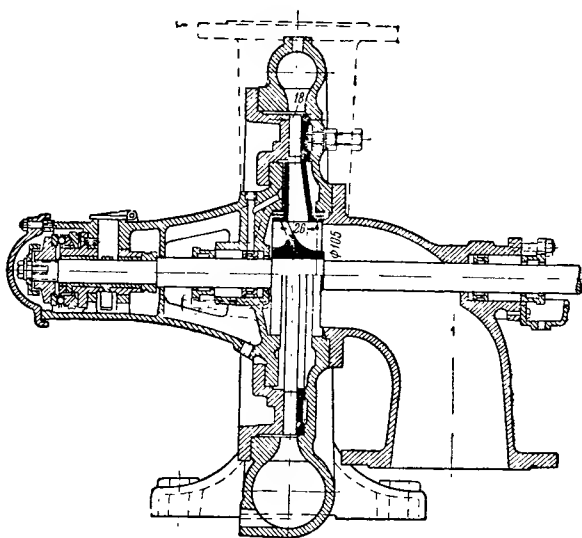
Таким образом, количество воздуха, которое может быть выделено из 1 м^3 воды при температуре, например, 10° в зависимости от величины вакуума, выражается формулой:

$$0,023 \frac{p_0 - p_x}{p_x}.$$

Численные значения приведены в табл. 4.

Таблица 4

Вакуум в м	Количество воздуха в м^3 , которое может быть выделено из 1 м^3 воды
1	0,0025
2	0,0057
3	0,008
4	0,0153
5	0,023
6	0,0345
7	0,0536
8	0,092
9	0,207



Фиг. 46

При производительности насоса $Q \text{ л/сек}$ может быть выделен и соответственный объем воздуха.

Как видно из табл. 4, при вакууме в 6—7 м и выше объем воздуха, который может быть выделен из воды, становится уже значительным, а это может привести к ненормальной работе насоса. Воздух во всасывающем трубопроводе резко снижает производительность насоса; в одном опыте при введении во всасывающий трубопровод воздуха в количестве 3,75% от количества перекачиваемой воды насос переставал подавать воду. Выводы из единичного опыта не могут быть численно обобщены, но они показательны. Влияние воздуха, оказываемое на работу центробежного насоса в смысле уменьшения производительности насоса (иногда до $Q=0$), общеизвестно, и потому значение описанного выше явления становится совершенно очевидным, в особенности при больших вакуумах. Насосы при больших величинах вакуума во многих случаях, несомненно, работают при уменьшенном Q . Следует допустить, что определенная часть воздуха, выделившегося из раствора, уходит с водой в напорный трубопровод, определенная же часть остается во всасывающем трубопроводе и всасывающей камере насоса и здесь накапливается до некоторого оптимального количества, ведущего к срыву работы насоса.

Обобщение вопроса и уточнение оптимального количества воздуха для различных вод, конструкций и размеров насосов затруднительны.

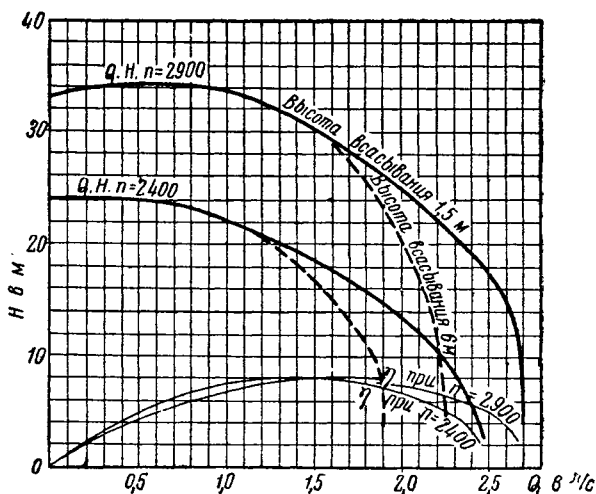
На фиг. 46 показан разрез насоса, не имеющего камеры всасывания; задержка воздуха, выделившегося из раствора, здесь почти не может иметь места.

Насос, изображенный на фиг. 14, имеет камеру всасывания, в которой воздух легко может накапливаться перед рабочим колесом до пределов, ухудшающих условия всасывания и препятствующих нормальной работе насоса. Следовательно, в вопросе о влиянии вакуума на работу насосов большое значение имеет и их конструкция.

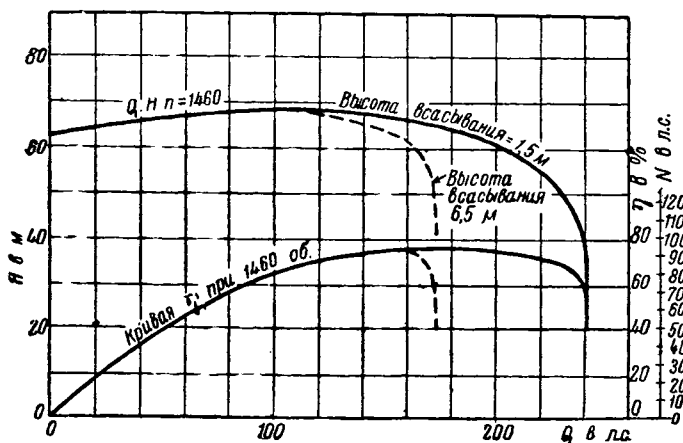
При испытании насоса на заводском стенде высота всасывания может быть небольшой, длина всасывающего трубопровода также небольшая, т. е. вакуум небольшой, а если путем прикрытия задвижки на всасывающем трубопроводе и создается большой вакуум то время работы насоса здесь незначительно; в этом смысле условия накопления воздуха, выделяющегося из воды и частично задерживающегося в насосе, здесь могут отличаться от тех же условий при длительной работе насоса на насосной станции. Кроме того, результаты испытаний в виде ряда характеристик насоса при разных вакуумах проектирующему насосную станцию и эксплуатирующему насосы обычно неизвестны.

Сказанного достаточно, чтобы сделать ряд предварительных выводов. Между производительностью насоса и вакуумом в насосе при его работе может существовать определенная связь, иначе производительность насоса зависит не только от π и H , как это следует из имеющейся в распоряжении кривой QH , но и от величины

вакуума. Таким образом, для совершенно полного представления о работе насоса необходимо иметь в распоряжении не только характеристику насоса при определенном π , а ряд характеристик насоса при этом π и различных величинах вакуума. Указанные характеристики или соответствующие им данные в настоящее время уже частично встречаются. На фиг. 47 и 48 показаны характеристики насосов



Фиг. 47



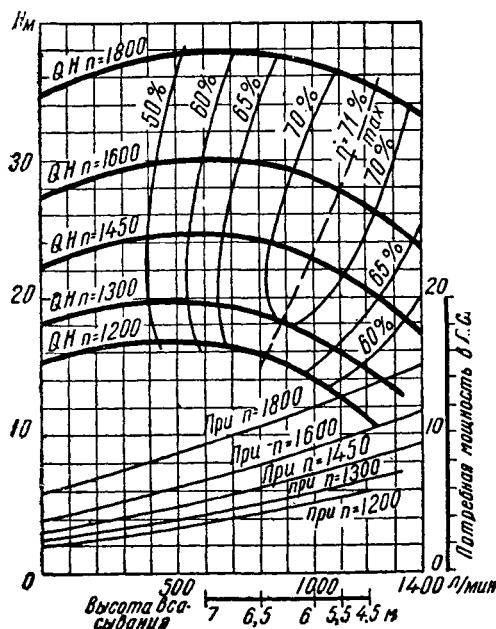
Фиг. 48

при различных высотах всасывания — 1,5 и 6—6,5 м (следовало бы показать характеристики при различных величинах вакуума). Необходимо также иметь самое точное представление о воде (жидкости) и растворенных в ней газах.

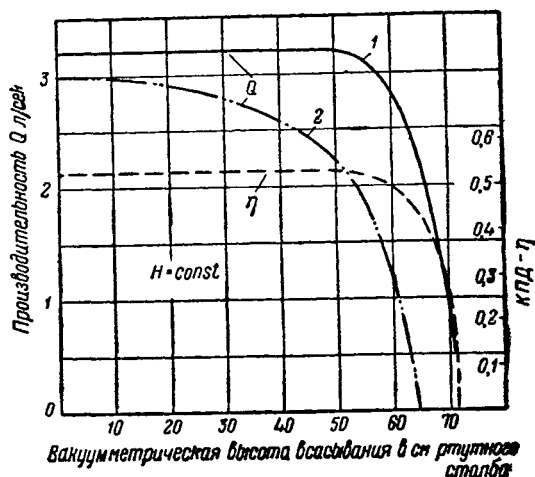
На фиг. 49 дан ряд характеристик одного насоса при различных π ; указаны области работы с различными к. п. д. и наибольшая допустимая высота всасывания для различных производительностей насоса.

Если вакуум в определенных пределах мало влияет на производительность какого-либо насоса, то при дальнейшем увеличении вакуума может иметь место сильное падение Q и к. п. д. и возможны полный срыв работы насоса, явления кавитации, значительный износ частей насоса и т. д.

На фиг. 50 приведен результат одного исследования, при котором сальники насоса были сильно подтянуты и все неплотности устранены. Кривая 1 дает зависимость Q от вакуумметрической высоты всасывания. С увеличением последней выше 50 см рт. ст. Q и к. п. д. снижаются. Кривая 2 дает зависимость расхода от вакуумметрической высоты всасывания для случая работы насоса



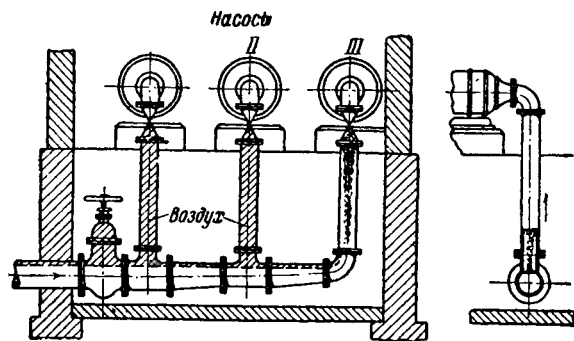
Фиг. 49



Фиг. 50

при обычном неплотном сальнике. В последнем случае Q с увеличением вакуумметрической высоты всасывания резко снижается. Прокладке всасывающего трубопровода и работе сальников на стороне всасывания следует уделять особое внимание.

Схема установки, изображенная на фиг. 51, полностью убеждает в нецелесообразности прокладки общих всасывающих линий к нескольким центробежным насосам. Действительно, при работе насосов, расположенных по фиг. 51, воздух, выделившийся во всасывающем трубопроводе, попадает в насос I; последний быстро прекратит работу или будет работать ненормально. При работе насоса III по той же причине насос I трудно будет включить в работу. При автоматическом включении насосов такая установка вовсе недопустима. При наличии



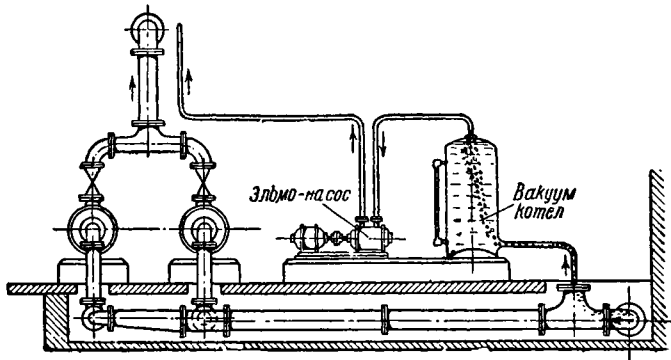
Фиг. 51

в перекачиваемой жидкости значительного количества газов может представиться необходимым особое устройство на всасывающем трубопроводе для постоянного отсасывания выделяющихся газов. На фиг. 52 дано такое устройство, состоящее из вакуум-котла и Эльмо-насоса.

§ 20. Осевое давление (осевой сдвиг) и его уравнивание

Осевое давление, или осевой сдвиг, имеет место вследствие различия давлений на обе стороны колеса. Для различных колес и насосов это явление проявляется неодинаково.

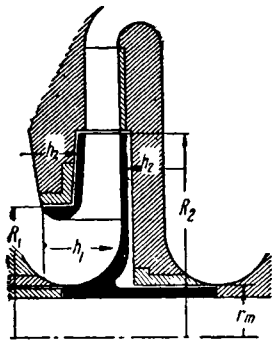
На фиг. 53 изображено колесо с односторонним впуском. Просачивающаяся через зазоры жидкость оказывает на обе поверхности колеса давление h_2 , которое с приближением может быть принято равным давлению в частицах жидкости по выходе из колеса; в таком случае вся поверхность колеса справа, т. е. противоположная входу, и часть поверхности колеса слева находятся под указанным давлением h_2 . Кроме того, на поверхность колеса со стороны входа действует незначительное давление h_1 .



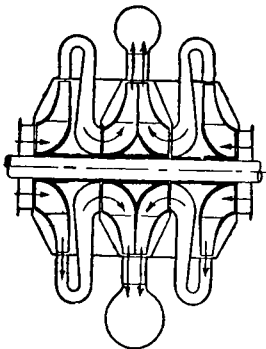
Фиг. 52

Давления жидкости с обеих сторон колеса по площади $\pi(R_2^2 - R_1^2)$ взаимно уравниваются, а равнодействующее давление, равное с некоторым приближением величине $(h_2 - h_1)\pi(R_1^2 - r_m^2)$, направлено в сторону всасывания (справа налево); оно и представляет собой осевое давление, обуславливающее явление осевого сдвига. Колеса с двусторонним впуском не имеют осевого давления или практически они испытывают незначительное давление благодаря тому, что зазоры неодинаковы.

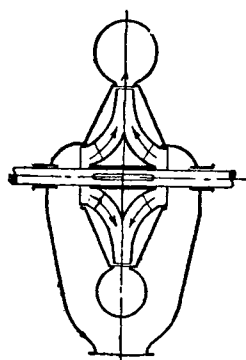
В многоступенчатых насосах явление осевого сдвига усиливается с увеличением числа колес. Уравнивание осевого давления является серьезной задачей при конструировании насосов, особенно многоступенчатых. Знакомство с



Фиг. 53



Фиг. 54



Фиг. 55

отдельными мероприятиями конструктивного порядка необходимо для ведения правильной эксплуатации, так как отсутствие уравнивания осевого давления приводит к весьма серьезным неполадкам в работе насоса и преждевременному износу отдельных его частей.

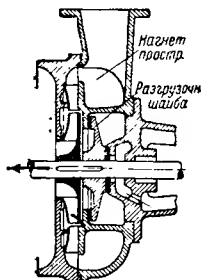
Осевое давление уравнивается автоматически, причем уравнивающие силы увеличиваются с увеличением сдвига; в отдельных случаях предусматривают применение упоров, препятствующих перемещению вала с рабочими колесами.

Ряд конструкций представляет собой группы колес, расположенных в насосе так, что впуск воды в одну и другую группы происходит в противоположных на-

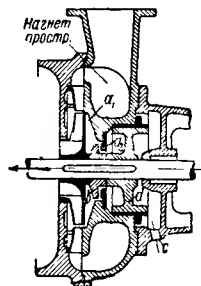
правлениях (фиг. 54), на фигуре направление движения воды показано стрелками. Колеса с двусторонним впуском (фиг. 55) принципиально могут быть отнесены сюда же. Указанное расположение колес в многоколесном насосе неконструктивно и усложняет корпус насоса.



Фиг. 56

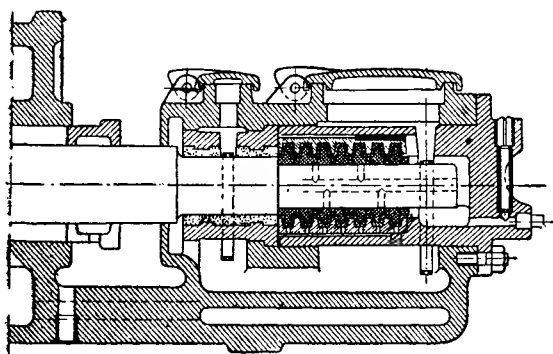


Фиг. 57

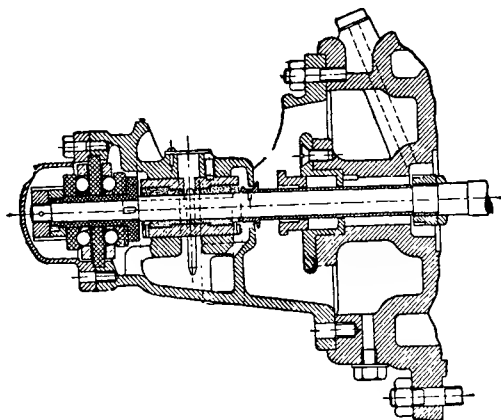


Фиг. 58

На фиг. 56 показана схема уравнивания при помощи дополнительного уплотняющего кольца со стороны, противоположной всасыванию, и устройства отверстий в колесе для пропуска воды, просочившейся через зазоры. Так как



Фиг. 59



Фиг. 59а

некоторое осевое давление в этом случае остается, то необходим механический упор (упорный подшипник). Эта схема имеет широкое распространение для малых и средних насосов.

В конструкциях многих насосов предусматривается особая разгрузочная шайба (фиг. 57). Давление воды на шайбу действует в сторону, противоположную осевому давлению; просачивающаяся вода отводится по специальному каналу и трубке (последнюю можно присоединить к всасывающему трубопроводу).

На фиг. 58 изображена схема насоса с разгрузочным поршнем d за последним колесом в соединении с небольшой шайбой b . С увеличением сдвига зазор a_2 увеличивается, увеличивается и давление на поршень, и последний стремится переместиться в сторону, противоположную осевому давлению. Вода отводится через отверстие c . Существует еще целый ряд аналогичных устройств.

На фиг. 59 показана гребенчатая пята и на фиг. 59а шапковая пята, дающая менее приемлемое решение конструкции для уравнивания осевого давления или применяемая иногда совместно с одним из способов автоматической (гидравлической) разгрузки. В настоящее время почти все одноколесные насосы с диаметром напорного патрубка выше 200 мм, устанавливаемые на водопроводах, строятся с двусторонним всасыванием. Большое распространение имеет разгрузочная шайба.

§ 21. Определение главнейших размеров насоса

Основные размеры рабочего колеса насоса определяются при заданных Q , H и n ; последнее выбирается в соответствии с типом привода, назначением насоса и коэффициентом быстроходности ¹.

Пусть даны Q л/сек, H м и n об/мин.

1. Мощность на валу насоса:

$$N = \frac{\gamma QH}{75 \eta_n} \text{ лс.}$$

Принимая $\eta_n = 0,75$, определяем N . Мощность мотора при непосредственном соединении та же, а при наличии ременной передачи соответственно увеличивается. Обычно $N_{\text{мот}}$ принимают с запасом 10—20% на перегрузку.

2. Диаметр вала насоса с небольшим числом колес и не очень большим числом оборотов определяется из расчета его на кручение как трансмиссионного вала по формуле

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \text{ см.}$$

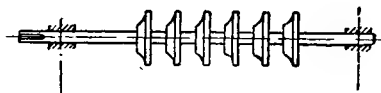
При увеличении числа колес и длины вала при большом числе оборотов, даже при небольшом эксцентриситете, может иметь место прогиб вала (и далее авария). В этом случае особо необходима проверка (балансировка) вала с рабочими колесами на заводе. При расчете проверяется критическое число оборотов вала n_k , которое должно значительно отличаться (не менее чем на 25—30%) от числа оборотов n . У центробежных насосов обычно число n ниже n_k , в противном случае переход через критическое число оборотов должен происходить быстро. Вращение вала при критическом числе оборотов не допускается. Проверка числа оборотов ведется по данным аналогичных насосов, по окончании проектирования всего насоса, по выявлении числа колес, размеров (веса) их, длины вала и пр. Упрощенная проверка ведется по формуле

$$n_k = 300 \sqrt{\frac{P}{G}},$$

где P сила, вызывающая прогиб вала на 1 см, G вес вращающихся частей (вала, рабочих колес, разгрузочной шайбы), рассматриваемый как сосредоточенный или равномерно распределенный между опорами.

Относительно короткий вал можно рассматривать как балку, лежащую на двух опорах и равномерно нагруженную (фиг. 60); тогда

$$P = \frac{384 f E I}{5 l^3},$$



Фиг. 60

где $f = 1$ см;

E — модуль упругости (для стали 2 200 000 кг/см²);

I — момент инерции сечения вала $\frac{\pi d^4}{64}$ см⁴;

l — длина вала между опорами в см.

3. Диаметры рабочего колеса (фиг. 61). D_0 — диаметр окружности у входа в рабочее колесо; D_1 — диаметр окружности, соответствующей началу лопаток; D_2 — диаметр внешней окружности рабочего колеса. Обычно $D_1 \approx D_0$ или превышает D_0 на незначительную величину.

¹ В современных расчетах центробежных насосов используют коэффициент быстроходности; при этом в значительной мере уменьшается произвол в выборе различных расчетных величин. Излагаемый расчет является упрощенным и приведен лишь для упрощенного же определения главнейших размеров основных частей насоса.

D_2 для нормальных насосов близко к $2 D_1$, а для насосов высокого давления (тихоходных) изменяется в пределах до $3 D_1$.

D_0 определится, если задаться скоростью C_0 , средние значения которой обычно 2—3 м/сек или несколько выше, и стеснением полости, куда вступает жидкость (уменьшение поперечного сечения, вызываемое втулкой и валом). Указанное стеснение может быть определено с достаточной для расчета точностью (по сечению вала определен диаметр втулки и т. д.); для упрощенного расчета указанное стеснение может быть принято равным 10—20%.

Таким образом,

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi D_0^2}{4} C_0;$$

Фиг. 61

отсюда определяется D_0 ;

D_1 принимают примерно равным D_0 ;

$$D_2 \approx (2 - 3) D_0.$$

4. Параллелограмм скоростей у выхода. Зная n , определяют

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60};$$

далее, задавшись значениями углов α_2 (часто в пределах от 8 до 15°) и β_2 , строя параллелограмм скоростей у выхода и определяют скорость C_2 (фиг. 61а).

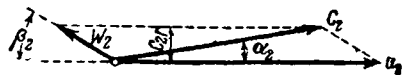
5. Параллелограмм скоростей у входа:

$$C_1 = C_0; \quad U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Так как C_1 и U_1 взаимно перпендикулярны, то из прямоугольного треугольника определяется угол β_1 .

6. Число колес. H_1^* — развиваемое каждым колесом, определяют по уравнению:

$$H_1 = \eta_r \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}.$$



Фиг. 61а

Тогда число колес равно $\frac{H}{H_1}$; полученную величину округляют до ближайшего целого числа.

7. Размеры рабочего колеса. Ширина рабочего колеса у входа b_1 определяется из соотношения:

$$Q \approx \pi D_1 b_1 C_1,$$

при этом толщиной лопастей пренебрегают.

Число лопаток

$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Числом лопаток можно также задаться.

* В отличие от ранее принятого обозначения — H_1 — напор, приходящийся на 1 колесо.

Ширина рабочего колеса у выхода b_2 определяется подобно b_1 , причем из параллелограмма скоростей у выхода нужно вычислить C_{2r} — радиальную составляющую скорости C_2 .

$$Q \approx \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{2r}$$

Отсюда определяется b_2 . Стеснение, обусловленное толщиной лопаток, не принято во внимание. b_2 может быть определено по ширине направляющего аппарата из уравнения $Q = z_3 a_3 b_2 C_3$.

Число лопастей в направляющем аппарате $z_3 = z$ или $z + 1$. Расстояние между лопастями — a_3 . Ширина направляющего аппарата b_3 принимается близкой b_2 . Скорость в начале направляющего аппарата близка C_2 — абсолютной скорости выхода. Шаг $t_3 \approx \frac{\pi D_2^2}{z_3}$, а a_3 может быть принято равным $t_3 \sin \alpha_2$ (фиг. 62).

Сужение рабочего колеса от b_1 до b_2 выполняется по дуге круга.

При двустороннем впуске вместо Q в расчете принимается $\frac{Q}{2}$.

Иногда при заданных Q и H необходимое n может быть определено следующим образом: из параллелограмма скоростей у выхода имеем:

$$\frac{C_2}{U_2} = \frac{\sin \beta_2}{\sin [180 - (\alpha_2 + \beta_2)]} = \frac{\sin \beta_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)},$$

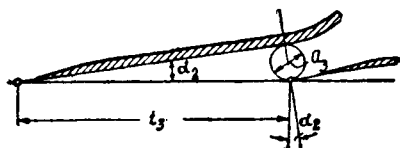
или

$$C_2 = U_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)}.$$

Тогда

$$H = \eta_r \frac{U_2^2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \cos \alpha_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2) \cdot g}.$$

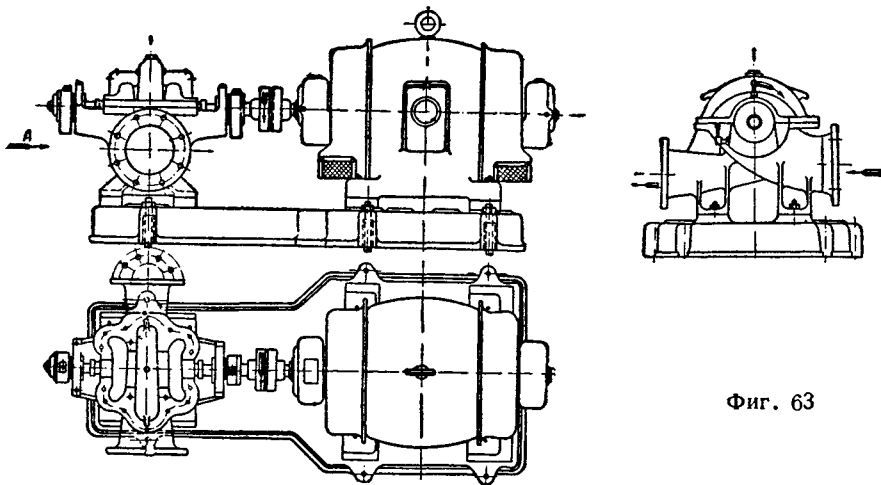
Задавшись величинами α_2 и β_2 , можно определить U_2 , а далее и n .



Фиг. 62

§ 22. Выбор центробежных насосов

При проектировании насосных установок необходимы характеристики наиболее употребительных насосных агрегатов с указанием заводов, типов, производительностей, напоров, чисел оборотов, мощностей, к. п. д., габаритных размеров и т. д.

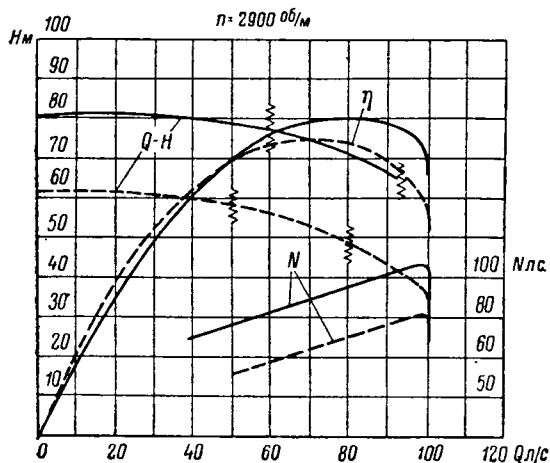


Фиг. 63

В насосостроении СССР принят ряд марок. Например, завод им. Калинина в Москве строил насосы следующих марок:

одноколесные НДв — насосы с двойным всасыванием высокого давления;

НДс — то же среднего давления;
 НДс В — то же среднего давления вертикальные;
 НДн — то же низкого давления;
 НК — насосы консольные;
 НФ — насосы фекальные (канализационные);
 многоколесные НМА — насосы многоколесные нового типа;
 НМГ — то же старого типа (снимаемые с производства).



Фиг. 64

Цифры впереди марки означают размер в дюймах напорного штуцера; например 4НДс — диаметр штуцера 4".

Ниже приводятся некоторые типы центробежных насосов с характеристиками. На фиг. 63 представлен насос марки НДс и НДв для непосредственного соединения с мотором. В табл. 5 приведены технические характеристики этих насосов. Завод строит насосы до 24НД. На фиг. 64 представлены характеристики одного из насосов НД. Характеристики, изображенные пунктиром, относятся к насосам с максимально уменьшенным (срезанным) диаметром рабочего колеса. На основе заданных

метром рабочего колеса. На основе заданных заводу Q и H последний определяет возможное уменьшение диаметра колеса.

Таблица 5

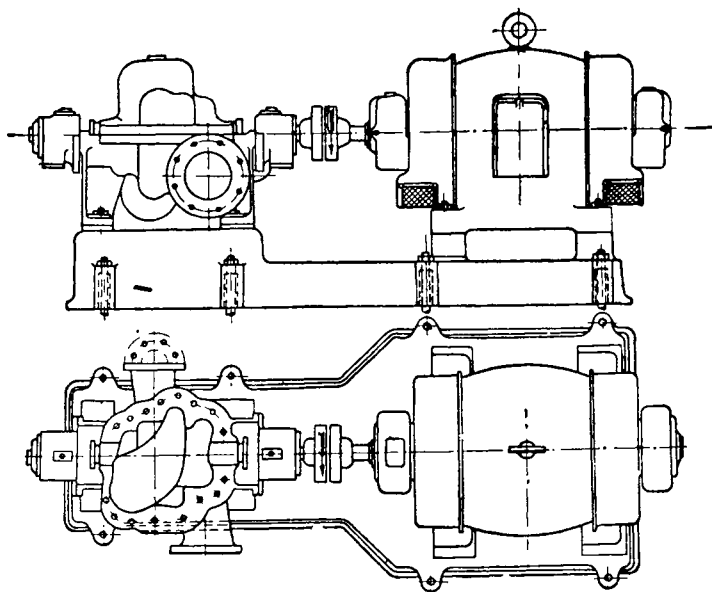
Марка насоса	Число об/мин.	Q в л/сек	H в м	К. п. д.	Вакуумметрическая высота всасывания в м вод. ст.	
					максимальная	рекомендованная заводом
4НД	2 950	55	106	0,78	4,5	3
		50	86	0,77	—	—
		28	26	0,78	8	5
		25	21,5	0,77	—	—
6НД	2 900	75	73	0,80	4,5	4
		70	53	0,79	—	—
		37	18	0,79	7	5
		25	14,5	0,78	—	—
8НД	960	120	40	0,82	7	5
		110	26	0,81	—	—
		180	90	0,72	5	4
		170	60	0,81	—	—
12НД	960	220	28	0,88	7,5	4,5
		180	18	0,87	—	—
		325	66	0,88	4,5	4
		285	45	0,87	—	—

На фиг. 65 изображен насос марки НМА (насос многоколесный нового типа завода им. Калинина).

В табл. 6 даны технические характеристики насосов типа НМА и на фиг. 66 — характеристики одного из насосов.

Таблица 6

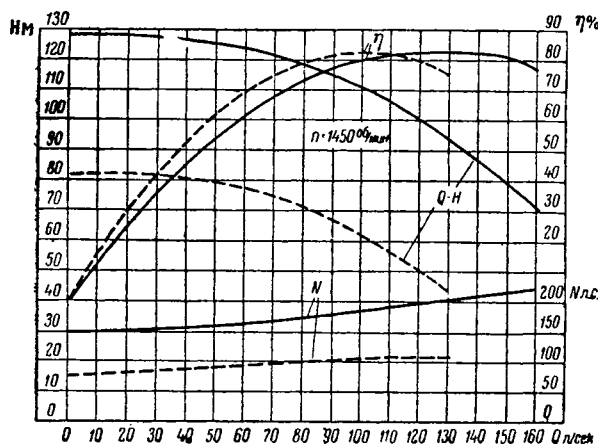
Марка насоса	Число об/мин.	Q в л/сек	H в м	К. п. д.	Вакуумметрическая высота всасывания в м вод. ст.	
					максимальная	рекомендованная заводом
4НМА×2	2 900	50 40	140 95	0,78 0,77	2,5 —	2 —
6НМА×2	2 900	90 75	145 93	0,78 0,77	0 —	0 —
	1 450	50	35	0,78	6	4,5
8НМА×2	1 450	130 90	105 70	0,82 0,8	5 —	4 —
8НМА×4	1 450	130 90	210 140	0,81 0,8	5 —	4 —
10НМА×2	1 450	270 225	175 115	0,82 0,81	2,5 —	2 —



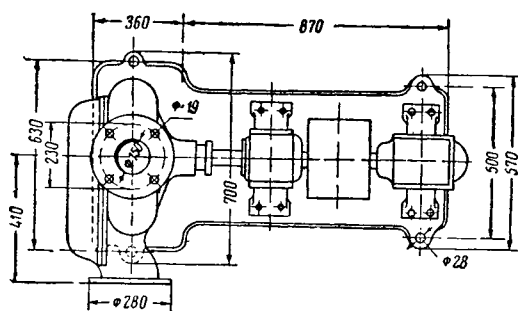
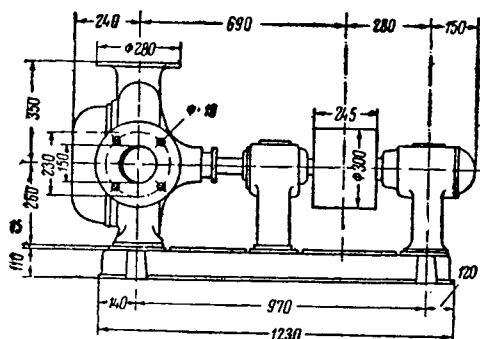
Фиг. 65

В системах водоснабжения может встретиться необходимость перекачивания загрязненных жидкостей, не свободных от мелких примесей растворов и т. д.; отличительной чертой насосов для загрязненных жидкостей является малое количество и своеобразная форма лопаток рабочего колеса, образующих широкие каналы, что уменьшает возможность засорения колеса.

На фиг. 67 представлен центробежный канализационный насос группы IX Мелитопольского завода диаметром 150 мм с ременной передачей. Насос предназначен для жидкостей, содержащих большое количество ила, осадка и пр. Особенностью этого насоса являются откидные (на шарнирах) крышки, позволяющие легко и быстро осматривать и очищать колесо. Насосы изготавливаются также и для непосредственного соединения с мотором.



Фиг. 66



Фиг. 67

Опускные электронасосы, отличие конструкции которых заключается в их подвижности, чаще применяются в горном деле для откачки воды из шахт. Насос и мотор закрытого типа с вентиляцией или водяным охлаждением (фиг. 68) соединены непосредственно и обычно укреплены в подвешиваемой на блоке конструкции из железных балок, имеющей площадку для обслуживания. Все необходимые приборы и арматура для обслуживания агрегата могут быть расположены на платформе.

§ 23. Центробежные насосы с вертикальным валом

Насосы с вертикальным валом широко используются для подъема подземных вод. Однако этим далеко не исчерпывается область их применения.

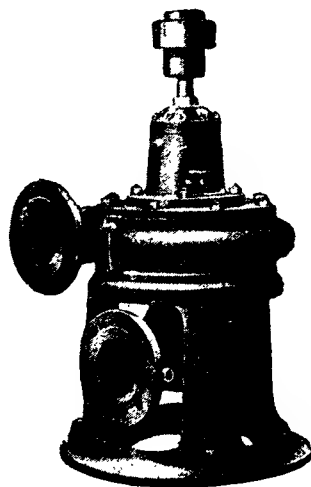
Вертикальные центробежные насосы устанавливаются также в тех случаях, когда необходимо иметь минимальные размеры насосной станции в плане или когда отметки уровня воды в источнике подвержены сильным колебаниям.

Насосы на вертикальном валу имеют свои особенности. Они требуют большей точности при установке, удовлетворительного уравновешивания вращающихся частей, удовлетворительной смазки и т. д. Насосы эти можно классифицировать по конструкции, в зависимости от вида сооружения, в котором они должны быть установлены (колодец, шахта, скважина), конструкции промежуточного вала и напорной линии и т. п. В подавляющем большинстве случаев вертикальные насосы приводятся в действие электрическими двигателями. Различают опускные насосы, насосы шахтного типа, соединенные непосредственно с моторами, насосы шахтного типа, соединенные с моторами промежуточным валом, насосы для установки в скважинах, или артезианские, и насосы, располагаемые вместе с электромоторами под водой.

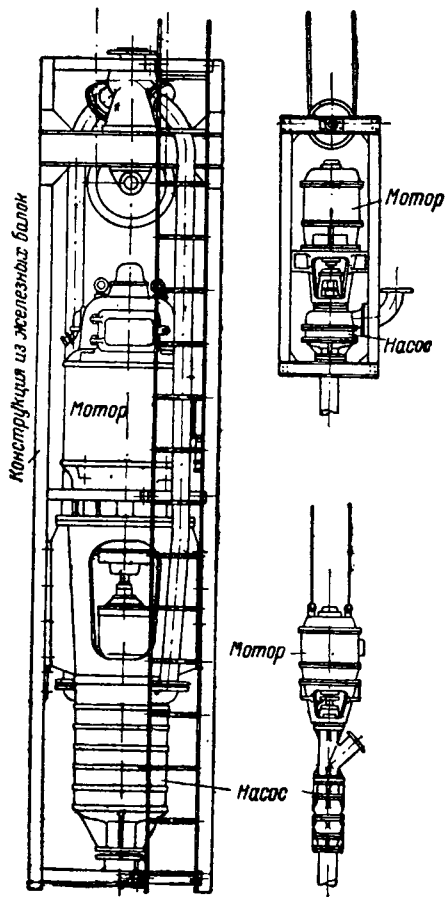
Уравновешивание осевого давления, достигаемое при помощи шариковых ват в комбинации с рассмотренными ранее способами, имеет здесь особое значение, так как у таких насосов возможны быстрый износ, заедание частей и т. д.

Для опускания агрегата применяется ручная лебедка с ленточным тормозом, храповым механизмом и пр. для закрепления агрегата в определенном положении. Другая лебедка служит для навивания электрического кабеля.

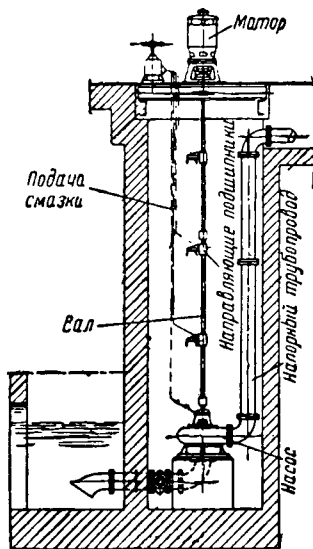
На фиг. 69 представлен общий вид насоса, устанавливаемого в шахте или колодце. Насос соединяется с мотором промежуточным валом; мотор располагается наверху. Насос обычно ставится на каменных столбиках (фиг. 70) или на балочках (фиг. 71) так, чтобы имелся доступ к нижнему подшипнику. Направляющие подшипники располагаются в зависимости от длины и числа оборотов вала, а также передаваемой мощности.



Фиг. 69



Фиг. 68



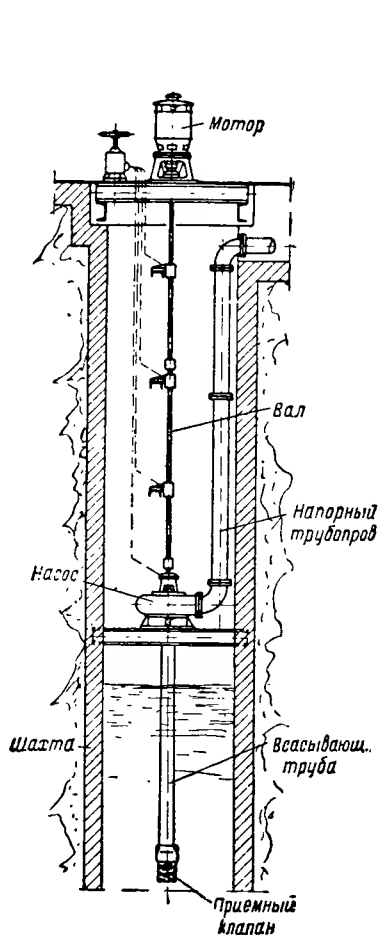
Фиг. 70

Насосы шахтного типа в зависимости от уровня грунтовых вод и интенсивности откачки могут в отдельные периоды работать и под водой; мотор же должен быть постоянно вне воды.

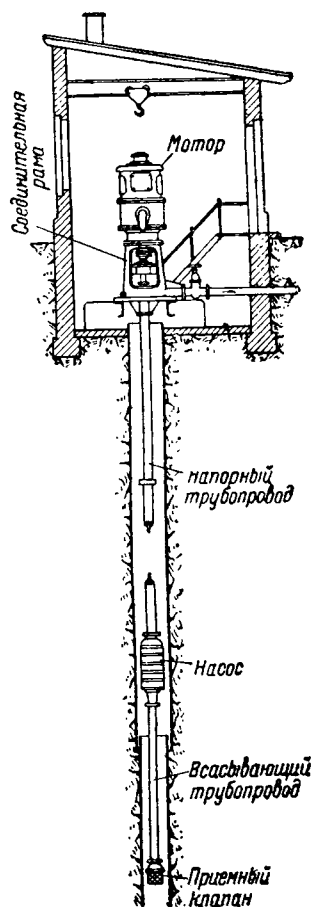
Описанные конструкции с открытым (или частично открытым) промежуточным валом, с установкой отдельно напорного трубопровода, при глубокой откачке уступили свое место артезианским центробежным насосам (фиг. 72). Напорный

трубопровод центрирован и прикреплен к опорной соединительной раме, находящейся под мотором; в нижней части трубопровода укреплены насос и всасывающий трубопровод. Промежуточный вал находится внутри трубопровода, между фланцами которого, точно обработанными, через каждые 2 — 3 м укреплены направляющие подшипники или кольца специальной конструкции, предохраняющие от заедания даже при продолжительном выключении насоса.

Весь напорный трубопровод и скрепляющая рама под мотором поставляются заводами вместе с насосом.



Фиг. 71



Фиг. 72

Артезианские насосы для установки в скважине выполняются заграничными заводами с длиной вала свыше 150 м. К. п. д. насосов средней величины достигает, по данным заводов, 0,77—0,78.

На фиг. 73 показан один из артезианских насосов для небольшого напора. Обычно насосы эти выполняются многоступенчатыми с тем, чтобы напор, приходящийся на каждое колесо, и диаметр колес были возможно меньшими.

На фиг. 74 показан пятиступенчатый насос, а на фиг. 74а отдельная ступень насоса.

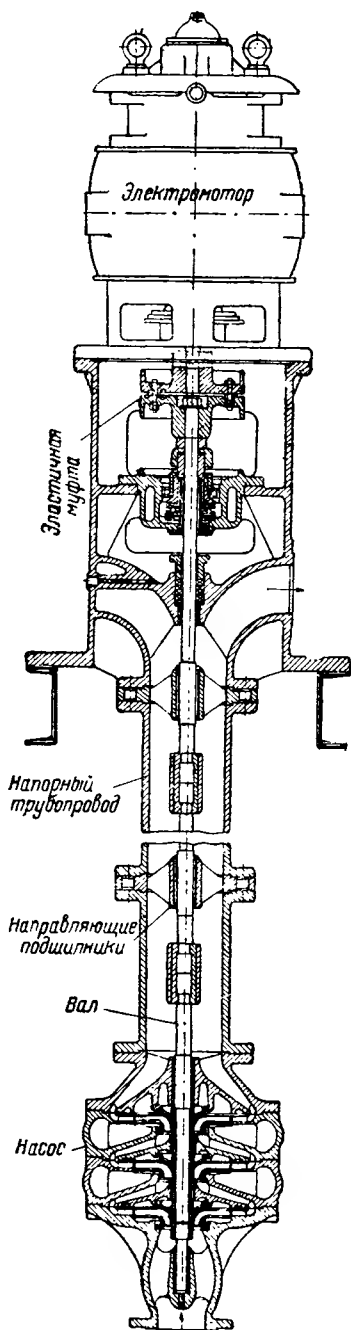
Имеются выполненные конструкции насосов с числом ступеней до 30.

Конструкция опорной рамы включает в себя основной подшипник, воспринимающий вес вращающихся частей.

На фиг. 75 представлен разрез одного из насосов.

Иногда в верхней части у опорной рамы монтируется нормальный насос вертикального типа, принимающий воду от нижнего артезианского насоса и повышающий напор (фиг. 76). Цель такой компоновки, применяемой при больших напорах и скважинах малого диаметра, состоит в некоторой разгрузке от высокого

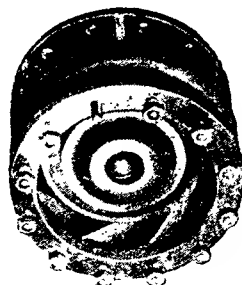
давления нижнего насоса и напорного трубопровода (в пределах скважины) и в некотором уменьшении общего числа ступеней, так как каждая ступень верхнего насоса может развивать значительно больший напор, чем ступень нижнего артезианского насоса.



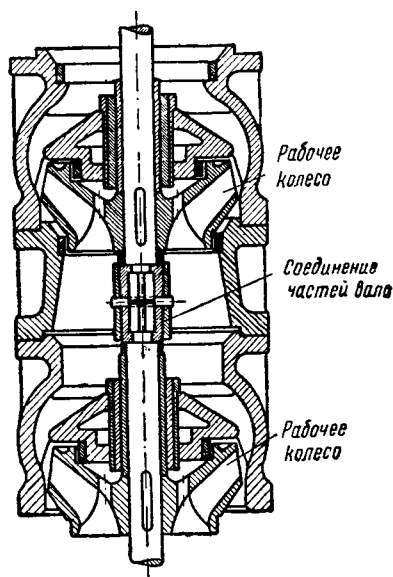
Фиг. 73



Фиг. 74



Фиг. 74а



Фиг. 75

Для привода может быть использован и двигатель внутреннего сгорания или иной; в последнем случае может быть осуществлена ременная передача или при помощи конических зубчатых колес. На фиг. 77 показана установка с ременной

передачей. Артезианские насосы в настоящее время осваиваются нашими заводами.

В последнее время в зарубежной практике встречаются электронасосы для установки их полностью (вместе с моторами) под водой или так называемые погруженные электронасосы (фиг. 78). Электродвигатель и насос непосредственно соединены между собой без длинного промежуточного вала; здесь должны отсутствовать соответствующие механические потери на передачу работы и неполадки, связанные с работой длинного вала.

Заграничные заводы строят погруженные электронасосы с моторами трехфазного переменного тока с короткозамкнутым

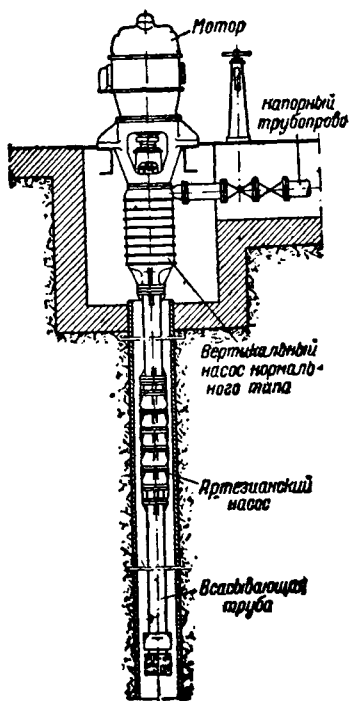
якорем для производительности до $180 \text{ м}^3/\text{ч}$, напором до 200 м; диаметр насосов в зависимости от производительности колеблется в пределах 240—370 мм, что позволяет устанавливать их в скважинах диаметром 275—400 мм.

§ 24. Установка и пуск центробежных насосов. Уход за насосами.

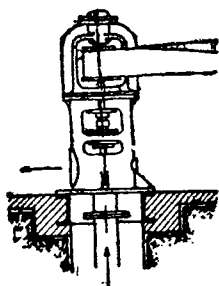
Остановка насосов

А. УСТАНОВКА НАСОСА

Перед установкой насоса его целесообразно разобрать и собрать для осмотра отдельных частей. Фундаментная плита насоса (горизонтального) должна быть уста-



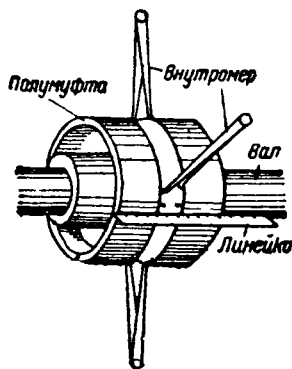
Фиг. 76



Фиг. 77



Фиг. 78



Фиг. 79

новлена горизонтально; оси вала насоса и вала мотора должны лежать на одной прямой линии; при трансмиссионной передаче ось шкива насоса должна быть параллельна оси трансмиссионного вала. Укрепив всасывающий и нагнетательный трубопровод и проверив правильность положения насоса, приступают к заливке фундаментных болтов и фундаментной плиты. Спустя 36—48 час., когда цемент затвердеет, фундаментные болты могут быть окончательно затянуты, при этом фундаментная плита не должна быть перекошена и правильность установки не должна быть нарушена.

При соединении насоса и мотора помощью муфты проверяется расстояние между муфтами (фиг. 79), которое по всей окружности между полумуфтами

должно быть одинаковым; линейка, прикладываемая по поверхности муфты параллельно оси вала, должна плотно прилегать к обоим полумуфтам; вал насоса при ослаблении затяжки сальников должен вращаться свободно.

Б. ПОДГОТОВКА И ПУСК НАСОСА

Уход за насосом

Включение насоса в работу можно производить только после его заполнения. При заполнении насоса водой все воздушные краны на нем должны быть открыты до появления в них воды; после заполнения воздушные краны и задвижка на напорном штуцере закрываются. Наполнение водой может производиться посредством: а) особой воронки с краном (очень редко); б) соединения корпуса насоса с водопроводом (очень редко); в) обводной трубки на обратном клапане (заполнение водой из нагнетательного трубопровода); в этом случае необходимо следить, чтобы всасывающая линия не подвергалась высокому давлению; г) отсасывания воздуха из всасывающей линии и корпуса насоса воздушным насосом.

Перед первым пуском насоса необходимо проверить направление вращения вала насоса; все масленки должны быть залиты маслом.

Пуск в ход должен быть произведен при закрытой задвижке; лишь после достижения насосом нормального числа оборотов и развития определенного давления (судя по показанию манометра) можно начать постепенное открытие задвижки. Длительная работа насоса при закрытой задвижке не рекомендуется. Работа насоса без жидкости не допускается, так как при этом может иметь место сильный износ уплотняющих колец, разгрузочной шайбы и т. д.

Нельзя также допускать продолжительную работу насоса с ненормальной подачей воды. Необходимо открывать задвижку до тех пор, пока насос начнет развивать нормальную производительность (например, нормальная нагрузка мотора, судя по амперметру).

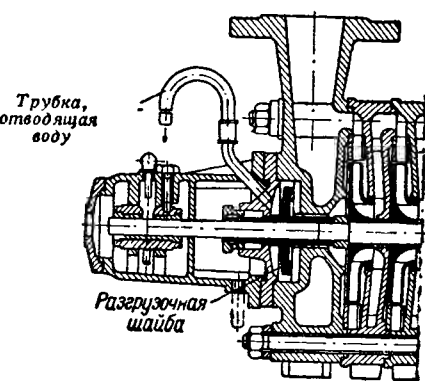
Трущиеся части не должны нагреваться выше допускаемой температуры.

Подтягивание сальников производится с таким расчетом, чтобы перекачиваемая жидкость могла несколько просачиваться наружу, что является признаком отсутствия присасывания воздуха в корпус насоса; при подтягивании сальников не должно происходить заедание вала.

Необходимо следить за исправной работой подшипников. В первый период действия насоса необходима частая смена масла; при вполне исправной работе насоса достаточно сменять смазку и чистить подшипники один-два раза в месяц.

При наличии у центробежного насоса разгрузочных шайб для уравновешивания осевого сдвига необходимо обратить внимание на положение вала относительно подшипника; для этой цели на валу может быть сделана соответствующая засечка; вал при износе разгрузочной шайбы смещается относительно своего нормального положения. Смещение засечки допускается не более 1,5 мм; в том случае, когда засечка смещается более чем на 1—1,5 мм, может происходить истирание разгрузочной шайбы и следующий за этим износ рабочих колес и других частей насоса. Наружная сторона разгрузочной шайбы не должна находиться под давлением; вода, просачивающаяся через соответствующий зазор, должна свободно по трубке отводиться наружу (фиг. 80).

Периодически в зависимости от загрязненности перекачиваемой жидкости насос необходимо разбирать для осмотра и чистки отдельных деталей.



Фиг. 80

При приведении в действие насосов двигателями, изменяющими число оборотов, регулирование работы производится изменением числа оборотов. Регулирование производительности во всех случаях можно производить задвижкой, однако, это неэкономично.

Остановка насоса

При остановке насоса необходимо:

- а) постепенно закрыть задвижку на насосе;
- б) закрыть кран у вакуумметра во избежание поломки его при последующей заливке насоса;
- в) выключить двигатель насоса.

При остановке насоса на длительное время, особенно зимой, необходимо полностью удалить воду из корпуса насоса и, разобрав насос, тщательно протереть детали. Нельзя в зимнее время оставлять воду в трубопроводе, проложенном через неотапливаемые помещения.

§ 25. Неисправная работа насосов

а) Плохое всасывание или отсутствие подачи воды

Причины:

- а) неполное заполнение всасывающего трубопровода водой, частичное заполнение его воздухом;
- б) неплотности во всасывающей линии или сальниках насоса, приводящие к засасыванию воздуха;
- в) слишком малое расстояние приемного клапана от уровня воды в резервуаре или колодце и как результат этого засасывание воздуха;
- г) чрезмерно большая высота всасывания или большое сопротивление во всасывающем трубопроводе вследствие его загрязненности, засоренности сетки приемного клапана и т. д.;
- д) чрезмерно большая высота нагнетания, слишком большое сопротивление в нагнетательном трубопроводе по сравнению с напором, развиваемым насосом;
- е) недостаточное число оборотов насоса (недостаточное число оборотов двигателя или скольжение ремня);
- ж) неправильное направление вращения вала насоса.

б) Перерыв или уменьшение подачи воды

Причины:

- а) застревание приемного клапана;
- б) загрязнение сетки в конце всасывающего трубопровода;
- в) частичное попадание воздуха во всасывающий трубопровод через неплотности во фланцах, сальниках и пр.; воздушные мешки во всасывающем трубопроводе;
- г) уменьшение во время работы насоса отметки воды в колодце и невозможность при этом осуществлять нормальное всасывание;
- д) уменьшение отметки воды в колодце, увеличение высоты всасывания и полной манометрической высоты подъема и как следствие уменьшение производительности насоса;
- е) большой износ уплотняющих колец в насосе; большой осевой сдвиг колес и частичное перекрытие каналов в направляющем аппарате или корпусе;
- ж) загрязнение каналов в рабочем колесе насоса;
- з) понижение числа оборотов двигателя или скольжение ремня при ременной передаче.

в) Колебания в подаче воды и временное повышение подачи

Причины:

- а) образующиеся воздушные мешки уменьшают подачу, время от времени скопившийся воздух прорывается, и тогда подача вновь увеличивается;
- б) напор вследствие каких-либо причин оказался меньше, подача увеличилась.

г) Большое потребление энергии

Причины:

а) заедание вала или других частей насоса; сильный осевой сдвиг, срабатывание и торможение разгрузочной шайбы, пяты, трение колес об уплотняющие кольца и корпус и т. д.;

б) действительно развиваемый напор значительно меньше того, на который был рассчитан центробежный насос; при этом насос может развивать большую производительность и работать при пониженном к. п. д.;

в) регулирование работы насоса производится при значительном закрытии задвижки.

д) Затруднения при включении насоса в работу

Если давление холостого хода насоса не превышает статической высоты подъема, насос включить в работу невозможно; иногда приходится прибегать к частичному выпуску воды из бака или напорного трубопровода для уменьшения противодавления.

Включение насоса в параллельную работу с уже работающими насосами возможно лишь в том случае, если давление холостого хода включаемого насоса выше давления, развиваемого работающими насосами. Иногда при совместной работе двух или трех насосов включать их нужно одновременно.

е) Нагрев частей насоса

Нагрев корпуса может быть в результате продолжительной работы насоса с закрытой задвижкой. Нагрев сальников может происходить от сильной затяжки их или перекоса. Нагрев подшипников может быть вследствие:

а) отсутствия смазки или сильного ее загрязнения;

б) неисправной работы колец подшипника (заедание или застревание колец);

в) перекоса вала или сильной затяжки вкладышей подшипника.

ж) Другие неисправности в работе насоса

Насос во время работы сильно дрожит; это может быть результатом ослабления фундаментных болтов, перекоса фундаментной плиты, неправильного соединения вала насоса с валом мотора при помощи муфты, неправильной работы ременной передачи, при неуравновешенности колес в насосе или при ненормальном износе подшипников.

§ 26. Преимущества и недостатки центробежных насосов

Центробежные насосы обладают целым рядом преимуществ. К наиболее существенным из них относятся:

а) простота и компактность конструкции, небольшой вес, небольшая требуемая площадь, относительно легкие фундаменты;

б) небольшая стоимость установки и эксплуатации; последняя чрезвычайно проста;

в) простота непосредственного соединения с получившими большое распространение электродвигателями;

г) широкое применение для перекачивания загрязненных жидкостей (отсутствие клапанов);

д) уменьшение явлений гидравлических ударов в сети по сравнению с поршневыми насосами.

К числу недостатков центробежных насосов относятся:

а) необходимость заполнения насоса перед его пуском;

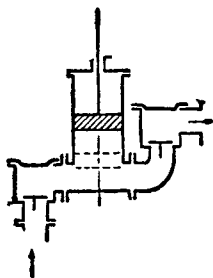
б) некоторое ограничение (в определенных достаточно строгих пределах) напора, развиваемого каждым насосом.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

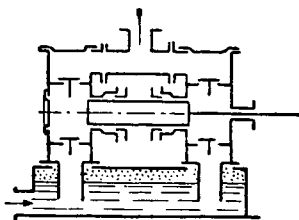
§ 27. Общие сведения о схеме действия поршневых насосов и классификация их.

Поршневые насосы известны с давних времен. Современные их конструкции имеют широкое распространение на жел.-дор. транспорте.

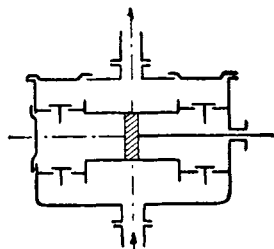
При поступательно-возвратном движении поршня в цилиндре поршневого насоса простого действия при одном его ходе образуется разреженное пространство, куда под влиянием атмосферного давления устремляется вода (жидкость), при другом ходе поршня вода (жидкость) вытесняется в напорный трубопровод. Так осуществляются всасывание и нагнетание в поршневом насосе.



Фиг. 81



Фиг. 82



Фиг. 83

По устройству и схеме действия различают насосы простого действия (фиг. 81), насосы двойного действия (фиг. 82 и 83) и насосы тройного действия. В насосах двойного действия всасывание и нагнетание осуществляются при каждом ходе поршня: всасывание с одной стороны поршня, нагнетание — с другой.

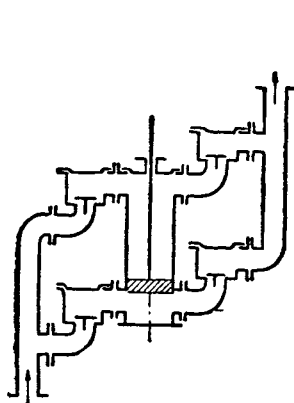
Насосы тройного действия состоят из скомпонованных в одну конструкцию трех насосов простого действия, работающих от общего коленчатого вала. Соединением в одну конструкцию двух насосов двойного действия образуется насос четырехкратного действия.

В соответствии с типом поршня различают: плунжерные насосы (фиг. 82), работающие надежно при больших давлениях, и насосы с дисковыми поршнями (фиг. 81), пригодные для установок, развивающих давление не выше 5—8 ат. В последних конструкциях между поршнем и стенками цилиндра достигается меньшая плотность, чем в первых.

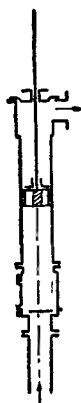
В зависимости от направления движения поршня различают горизонтальные и вертикальные насосы.

Всасывающие и нагнетательные клапаны в различных насосах расположены различно. На фиг. 83 эти клапаны расположены один над другим; на фиг. 84 изображен насос с клапанами, расположенными в отдельных камерах, причем камера с нагнетательными клапанами расположена в наивысшем месте (для облегчения выхода воздуха в нагнетательный трубопровод); насос имеет два всасывающих клапана и общую всасывающую трубу и два нагнетательных клапана и общую нагнетательную трубу.

На фиг. 85 изображена схема насоса с проходным поршнем. Нагнетательный клапан скомпонован в поршне и перекрывает имеющиеся в последнем проходные отверстия. Такая конструкция сводит к минимуму поперечное сечение и размеры насоса. При движении поршня вверх осуществляются всасывание и нагнетание,



Фиг. 84



Фиг. 85

при движении вниз ни всасывания, ни нагнетания не происходит. На фиг. 86 показана схема аналогичного насоса двойного действия с двумя проходными поршнями, получающими движение от коленчатого вала. Поршни движутся в противоположных направлениях. Штанга верхнего поршня трубчатая.

Всасывание и нагнетание происходят при движении поршней вверх и вниз. Когда нижний поршень поднимается, верхний опускается и пропускает воду, подаваемую первым; происходят всасывание и нагнетание; когда нижний поршень опускается, верхний поднимается и осуществляет всасывание через нижний поршень и одновременно нагнетание.

Схема отличается от предыдущей увеличением производительности и большей равномерностью подачи. Однако устройство привода, штанг и пр. здесь более сложно.

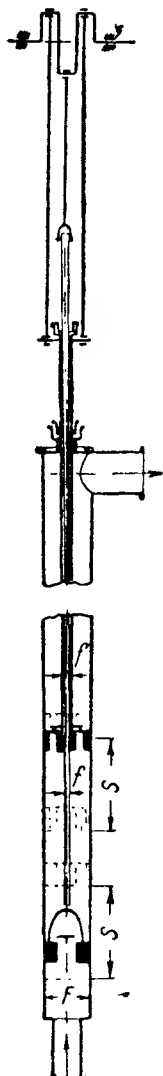
Потребная мощность у насосов простого действия за оба хода поршня неодинакова; у насосов двойного действия потребление мощности более равномерно и более равномерно движение воды в трубопроводах.

На фиг. 87 изображены схемы дифференциальных насосов. Последние осуществляют всасывание за один ход, а нагнетание — за два хода (стрелками показано направление движения воды).

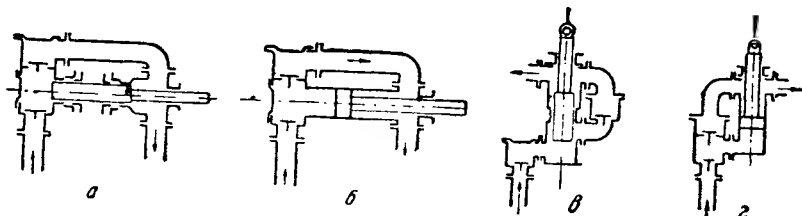
Мощность, потребляемая за оба хода, примерно одинакова; движение воды в напорном трубопроводе более равномерно, чем у насоса простого действия (с которым дифференциальный насос сходен), а число клапанов вдвое меньше, чем у насосов двойного действия.

Если F — площадь поршня (плунжера) (фиг. 86), f — площадь скалки, S — ход поршня, то объем жидкости, всасываемый насосом за один ход, равен FS . Объем, вытесняемый из цилиндра за один ход, равен $(F - f)S$; объем, вытесняемый за другой ход, равен $FS - (F - f)S = fS$. Объем, вытесняемый за оба хода, равен $(F - f)S + fS = FS$.

Для большей равномерности подачи f принимают равным $\frac{F}{2}$.



Фиг. 86



Фиг. 87

В зависимости от типа и характера привода различают насосы ручные, паровые и приводные, обычно приводящиеся в действие при помощи ременной передачи, электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания, редко ветряными и очень редко водяными двигателями.

В зависимости от схемы привода различают насосы с кривошипным механизмом (приводные) и прямодействующие. В приводных насосах поступательно-возвратное движение поршня обусловлено наличием кривошипного механизма, получающего движение или непосредственно от двигателя или при помощи передачи.

В прямодействующих насосах движение поршню насоса передается непосредственно от поршня паровой машины (поршень паровой и водяной части агрегата сидят на одном штоке).

§ 28. Всасывание

Процесс всасывания у поршневых насосов несколько отличается от такового у центробежных, поэтому определение возможной высоты всасывания здесь дано подробно.

Пусть имеется насос простого действия (без всасывающего колпака).

p_0 — атмосферное давление;

p_x — давление в частицах жидкости у поршня при всасывании;

$H_{вс}$ — высота всасывания;

u — скорость движения поршня (в данный момент) или скорость движения жидкости в цилиндре;

v — скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе (в данный момент) в предположении постоянства сечения трубопровода;

L — длина всасывающего трубопровода;

d — диаметр всасывающего трубопровода;

f — площадь сечения всасывающего трубопровода;

F — площадь поршня (сечения цилиндра);

x — путь, пройденный поршнем (к данному моменту), считая от мертвого положения;

j — ускорение поршня;

r — радиус кривошипа;

v_1 — скорость движения пальца кривошипа;

ω — угловая скорость вращения кривошипа;

γ — вес единицы объема жидкости.

Разность давлений $\frac{p_0 - p_x}{\gamma}$ расходуется:

1) на осуществление всасывания на высоту $H_{вс}$;

2) на сообщение жидкости, движущейся в цилиндре со скоростью u , соответствующей кинетической энергии $\frac{u^2}{2g}$;

3) на преодоление сопротивлений при входе во всасывающую трубу, равных $\xi \frac{v^2}{2g}$.

Примерные средние значения ξ :

а) конец трубы опущен в резервуар — 0,5;

б) конец трубы выполнен в виде воронки — 0,1;

в) на конце трубы сетка или клапан с сеткой — от 1 до 5 и более в зависимости от конструкции клапана, отношения поперечного сечения отверстий к отверстию трубы, формы отверстий и т. д.

Примерные средние значения потерь для сетки, клапана и клапана с сеткой в м вод. ст. даны в табл. 7.

Таблица 7

v	0,5	0,7	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2 м/сек
Сетка	0,03	0,05	0,10	0,14	0,20	0,26	0,32	0,40
Клапан	0,04	0,07	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
Клапан с сеткой	0,07	0,12	0,25	0,34	0,50	0,66	0,82	1,00

4) на преодоление сопротивлений по длине всасывающего трубопровода:

$$\lambda \frac{L v^2}{d \cdot 2g}.$$

Примерные средние значения λ (для чистых труб)

v	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5 — 3 м/сек
λ	0,027	0,024	0,022	0,021	0,02

Чаще сопротивления по длине определяются по общепринятым формулам или таблицам.

5) На преодоление местных сопротивлений во всасывающем трубопроводе, равных $\sum \xi \frac{v^2}{2g}$.

ξ — для колена диаметром от 50 до 500 мм колеблется от 0,14 до 0,23; среднее значение — 0,2.

Примерные значения потерь для каждого нормального колена в 90°

v	0,5	0,75	1,0	1,5	2	3 м/сек
$\xi \frac{v^2}{2g}$	0,003	0,006	0,01	0,02	0,04	0,09 м

для больших диаметров несколько больше (может быть взято из справочников);

б) на переход из всасывающей трубы в цилиндр, на преодоление сопротивлений всасывающего клапана; с некоторым приближением (достаточным для определения высоты всасывания) указанные потери могут быть приняты равными $0,7 \frac{v_3^2}{g}$

для тарелчатых клапанов и $0,35 \frac{v_3^2}{g}$ для конических клапанов (v_3 — скорость движения в клапане или точнее в отверстии клапана);

7) на сообщение движущейся жидкости необходимого ускорения при следовании жидкости за поршнем (движущимся с ускорением).

Ускорение поршня

$$j = \frac{\partial u}{\partial t}.$$

Как это далее показано:

$$u = \omega r \sin \omega t;$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \omega^2 r \cos \omega t.$$

Наибольшее значение

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \omega^2 r,$$

так как

$$v_1 = \omega r; \omega^2 r = \frac{v_1^2}{r},$$

таким образом наибольшее

$$j = \frac{v_1^2}{r}.$$

Ускорение столба жидкости во всасывающем трубопроводе в простейшем случае может быть принято равным ускорению поршня, умноженному на отношение $\frac{F}{f}$, т. е. равным:

$$\frac{v_1^2}{r} \cdot \frac{F}{f}.$$

Сила, обуславливающая создание названного ускорения, равна массе, умноженной на ускорение, т. е.

$$\frac{\gamma f L}{g} \cdot \frac{v_1^2 F}{r f} = \frac{\gamma L v_1^2 F}{g r}.$$

(Для простоты ускорение объема жидкости Fx , заполняющей часть цилиндра, не учитывается).

Если эту силу рассматривать как приложенную к столбу жидкости во всасывающем трубопроводе в виде давления, распределенного по сечению этого столба, то последнее равно:

$$\frac{\gamma L v_1^2 F}{grf}.$$

Это давление, выраженное в метрах водяного столба, равно:

$$\frac{L v_1^2 F}{grf}.$$

Таким образом, высота всасывания, которую следует рассматривать как разность отметок наивысшего положения поршня в цилиндре и наинизшего уровня воды в резервуаре:

$$H_{вс} = \frac{p_0 - p_x}{\gamma} - \left(\frac{u^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g} + \frac{L}{g} \cdot \frac{v_1^2}{r} \cdot \frac{F}{f} \right).$$

Выражение имеет символическое значение, поэтому все потери на преодоление сопротивлений, в том числе и в клапане, условно объединены в один член. Вообще говоря, сопротивление во всасывающем клапане может быть показано отдельно.

Процесс всасывания и высота всасывания здесь, так же как это подробно указано для центробежных насосов, зависят от величины атмосферного давления, температуры жидкости, удельного веса жидкости и т. д. Возможные неплотности в сальниках могут уменьшить допустимую высоту всасывания.

Для осуществления нормального всасывания необходимо, чтобы p_x (давление в частицах жидкости у поршня при всасывании) было больше H_t (давления паров перекачиваемой жидкости, соответствующего температуре перекачиваемой жидкости).

С увеличением числа оборотов двигателя или числа двойных ходов поршня насоса допустимая высота всасывания уменьшается. Предельное допустимое число двойных ходов для насоса простого действия принципиально может быть определено из уравнения, служащего для определения $H_{вс}$ (при замене в нем u через n). При работе поршневого насоса с воздушным колпаком на всасывающем трубопроводе, выравнивающим условия работы и движения во всасывающем трубопроводе, или при работе насоса кратного действия, как это будет далее подробно указано, значение члена, характеризующего ускорение и влияние последнего, уменьшается, а допустимая высота всасывания увеличивается.

Пример. Определить возможную высоту всасывания насоса, установленного на отметке 500 м над уровнем моря для перекачивания воды с максимальной температурой 30°. Размеры насоса. D поршня — 140 мм; S — ход поршня = $2r = 150$ мм; $n = 80$ об/мин.; $d = 125$ мм; $L = 10$ м; $v = 1,5$ м/сек; на трубопроводе 5 колен в 90°.

Высота всасывания вследствие установки насоса на отметке +500 м над уровнем моря должна определяться, исходя из величины A для этой отметки или, что то же $\frac{p_0}{\gamma} = 9,7$ м.

Возможные колебания барометрического давления примем равными 0,3 м.

Высота всасывания вследствие перекачивания воды температурой 30° должна быть уменьшена на 0,43 м.

Расход равен:

$$\frac{\pi \cdot 0,125^2}{4} \cdot 1,5 = 0,018 \text{ м}^3/\text{сек}$$

и

$$u = \frac{0,018 \cdot 4}{\pi \cdot 0,140^2} \approx 1,16 \text{ м/сек},$$

а

$$\frac{u^2}{2g} \approx 0,07 \text{ м}.$$

Сопротивление при входе во всасывающую трубу при наличии на конце ее клапана с сеткой равно

$$\xi \frac{v^2}{2g} = 5 \frac{1,5^2}{2g} = 0,57 \text{ м}.$$

Сопротивления по длине всасывающего трубопровода равны

$$\lambda \frac{Lv^3}{d \cdot 2g} = 0,022 \frac{10}{0,125} \cdot \frac{1,5^3}{19,6} = 0,2 \text{ м.}$$

Местные сопротивления $\sum \xi \frac{v^3}{2g}$ при 5 коленах в 90° составляют $5 \cdot 0,02 = 0,1 \text{ м.}$

Сопротивления во всасывающих клапанах, приближенно считая скорость движения в клапане около 3 м, принимаем равными $0,7 \frac{v_3^2}{g} = 0,7 \frac{9}{9,81} \approx 0,65 \text{ м}$ (клапаны приняты тарелчатыми).

$$v_1 = \frac{? \cdot \pi n}{60} = \frac{\pi S n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,15 \cdot 80}{60} = 0,63 \text{ м/сек.}$$

Величина давления на создание ускорения столба воды во всасывающем трубопроводе равна

$$\frac{L}{g} \cdot \frac{v_1^2}{r} \cdot \frac{F}{f} = \frac{10 \cdot 0,63^2 \cdot 0,14^2}{9,81 \cdot 0,075 \cdot 0,125^2} \approx 6,8 \text{ м.}$$

Таким образом, возможная высота всасывания $H_{вс}$ равна

$$9,7 - (0,3 + 0,43 + 0,07 + 0,57 + 0,2 + 0,1 + 0,63 + 6,8) \approx 0,60 \text{ м.}$$

Как это будет выявлено далее, допустимая высота всасывания может быть увеличена до 6 — 6,5 м при установке на всасывающей линии воздушного котла (колпака).

§ 29. Подъем жидкости

Принципиально высота напора, развиваемого насосом, не ограничена и зависит от имеющейся мощности двигателя и прочности отдельных частей насоса.

Напор или манометрическая высота подъема равен высоте геометрического подъема, сложенной с сопротивлениями в трубопроводе и (в отдельных случаях) с давлением в напорном резервуаре. Вакуумметрическая высота всасывания (геометрическая, сложенная с потерями) и манометрическая высота подъема в сумме дают полный манометрический подъем.

О влиянии ускорения в напорном трубопроводе и о величине давления в частях жидкости у поршня при нагнетании подробно будет сказано далее.

§ 30. К. п. д. поршневого насоса и насосной установки

Теоретический расход (производительность) насоса простого действия (объем, описываемый поршнем)

$$Q_{теор} = \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Действительный расход (производительность) Q вследствие неплотностей у поршня, и главное несвоевременной посадки клапанов, а также проникновения воздуха (газов, пара) в цилиндр насоса — несколько меньше. Отношение действительного расхода (подачи) к теоретическому представляет собой объемный к. п. д. насоса (коэффициент наполнения):

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{теор}}.$$

Для хорошо выполненных насосов η_0 может быть принят в пределах 0,90 — 0,99, для малых насосов — 0,85 — 0,90, для прямодействующих — близким к единице. При неудовлетворительном состоянии насоса η_0 может быть много меньше.

При открытии и закрытии клапанов точно в момент нахождения поршня в мертвых положениях η_0 может быть близким к единице. Естественно, что с увеличением числа оборотов η_0 обычно понижается, а при некотором числе оборотов определенные конструкции клапанов становятся вообще непригодными. Объемный к. п. д. собственно не является к. п. д.; он дает отношение объемов, а не отношение работ (в исключительных случаях η_0 может быть и более единицы). Сле-

довательно, η_0 имеет иное значение, чем остальные к. п. д. Поэтому его лучше назвать коэффициентом наполнения.

Полезная мощность

$$N_n = \frac{\gamma QH}{75} \text{ ЛС.}$$

Мощность, затраченная на валу насоса (насос с кривошипным механизмом), N больше N_n . Отношение $\frac{N_n}{N}$, т. е. отношение полезной мощности к мощности, затрачиваемой на валу насоса, представляет собой к. п. д. насоса:

$$\eta_n = \frac{N_n}{N}.$$

Коэффициент этот учитывает все потери в насосе, в том числе гидравлические и механические.

Таким образом, мощность на валу насоса

$$N = \frac{\gamma QH}{75 \eta_n}.$$

η_n колеблется в пределах 0,7—0,92 в зависимости от размеров, конструкции и тщательности выполнения насоса.

От к. п. д. насоса следует отличать к. п. д. всей насосной установки

$$\eta = \frac{N}{N_{\text{полное}}},$$

где $N_{\text{полное}}$ представляет полный расход мощности, т. е. полезный расход плюс все потери в насосе, передаче и двигателе.

Пример. Трехскальчатый насос, имеющий $D = 175$ мм и $S = 225$ мм, при испытаниях на заводском стенде дал следующие результаты: количество подаваемой воды $Q = 18,2$ л/сек, давление по манометру у напорного патрубка насоса равно 15 кг/см^2 , вакуумметр показал разрежение в 21 см вод. ст.

Расстояние по вертикали между осями манометра и вакуумметра $y = 1,2$ м. Расход энергии по ваттметру 35 кВт-ч при к. п. д. электродвигателя $\eta_m = 0,93$. Насос соединен с двигателем при помощи редуктора, имеющего к. п. д. $\eta_p = 0,97$; $n = 70$ об/мин.

$$H_m = 15 \cdot 10 + \frac{21 \cdot 10,33}{76} + 1,2 = 154,04 \text{ м;}$$

полезная мощность

$$N_n = \frac{\gamma QH}{75} = \frac{18,2 \cdot 154,04}{75} = 37,5 \text{ ЛС.}$$

Затраченная мощность на валу насоса согласно показаниям приборов (ваттметра) и данных о к. п. д. мотора и передачи:

$$N = \frac{N_n}{0,736} \eta_m \eta_p = \frac{37,5}{0,736} \cdot 0,93 \cdot 0,97 = 42,9 \text{ ЛС,}$$

к. п. д. насоса:

$$\eta_n = \frac{37,5}{42,9} = 0,88;$$

к. п. д. установки:

$$\frac{37,5 \cdot 0,736}{35} = 0,79.$$

Теоретическая производительность насоса:

$$Q_{\text{теор}} = \frac{3FSn}{60} = 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,175^2}{4} \cdot 0,225 \frac{70}{60} = 19 \text{ л/сек;}$$

объемный к. п. д.:

$$\eta_0 = \frac{18,2}{19,0} = 0,96$$

§ 31. Подача поршневым насосом и величина некоторых основных элементов в работе насоса

Теоретический расход поршневого насоса простого действия уже указывался:

$$Q_{теор} = \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{сек},$$

где n — число оборотов или число двойных ходов поршня в минуту.

Действительный расход

$$Q = \eta_0 \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Действительная производительность насоса двойного или i -кратного действия

$$Q = \eta_0 i \frac{FSn}{60},$$

где $i=2$ для насоса двухкратного или двойного действия; $i=3$ для насоса тройного действия и т. д. У насоса двойного действия обе стороны подают неодинаково, так как шток имеет сечение, равное f . Подача за один оборот равна:

$$FS + (F-f)S = (2F-f)S.$$

Пусть u_{cp} — средняя скорость движения поршня;

$$u_{cp} = \frac{2Sn}{60} \text{ м/сек}.$$

Тогда

$$Q = \eta_0 i F \frac{u_{cp}}{2}.$$

Значения u_{cp} для некоторых насосов даны в табл. 8.

Для вязких жидкостей принимаются меньшие скорости; при перекачке нефти — примерно вдвое меньшие.

На выбор величины u_{cp} влияют высота всасывания, длина всасывающей линии, наличие или отсутствие воздушного котла (колпака) на всасывающей линии и пр.

При коротких всасывающих линиях или наличии воздушного котла u_{cp} может приниматься большим.

Число оборотов или число двойных ходов насоса колеблется от 20—30 в 1 мин. Для тихоходных насосов, относительно больших — до 150—250 в 1 мин. и несколько выше для быстроходных насосов с малым S и специальными клапанами. Как это далее указано, при большой высоте всасывания необходимы насосы с малым n , то же при длинных всасывающих и нагнетательных трубопроводах.

Средние значения чисел оборотов (двойных ходов) поршневых насосов даны в табл. 9.

Большое увеличение n ведет к быстрому изнашиванию клапанов.

При числе оборотов (двойных ходов) n до 60—80 применяются клапаны с посадкой на седло под действием веса; при n , доходящем до 200, — пружинные и выше — специальной конструкции.

Таблица 8

Вид насосов	u_{cp} в м/сек
Ручные насосы . . .	0,05—0,15
Прямодействующие насосы	0,3—0,8
Приводные насосы малые	0,3—0,5
Приводные насосы средние	0,6—0,9
Приводные насосы большие	1,2—2,0

Таблица 9

Тип насоса	n в мин.
Насосы ручные . . .	20—30
» штанговые колодезные . . .	20—30
Насосы тихоходные . . .	30—60
» нормальные . . .	60—100
» быстроходные . . .	100—150
Насосы особой конструкции (с коротким ходом поршня)	150—250 и несколько выше

Для подачи насосом определенного расхода Q при конструировании насоса могут иметь место различные отношения $\frac{S}{D}$.

При большом D и малом S длина насоса получится меньшей, давление на поршень и на отдельные детали механизма, передающего движение поршню, возрастает, следовательно, размеры их должны быть увеличены.

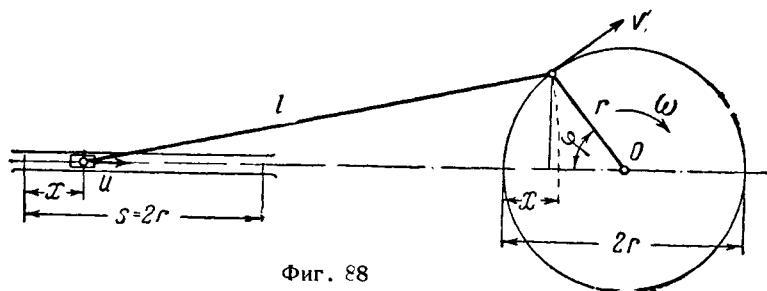
При малом D требуется большее S , увеличивается длина насоса, облегчаются отдельные части передаточного механизма, но с увеличением хода поршня при данном числе оборотов возрастают ускорения и силы инерции.

Насосы для больших H выполняются с малым D и большим S ; для малых H — выполняются с малым S . Быстроходные насосы выполняются с малым S . Часто быстроходные насосы выполняются так, что S примерно равно D . Для обычных вертикальных и горизонтальных насосов $\frac{S}{D}$ колеблется в пределах 1,3—2; для паровых и приводных штанговых насосов $\frac{S}{D}$ колеблется в пределах 2—6.

§ 32. Графическое изображение подачи

Движение воды во всасывающем и напорном трубопроводах связано с движением поршня насоса.

Последнему движение чаще всего передается кривошипным механизмом (за исключением паровых прямодействующих и ручных насосов).



Фиг. 88

Схема кривошипного механизма, передающего движение поршню, представлена на фиг. 88:

- ω — угловая скорость вращения,
- r — радиус кривошипа,
- φ — угол поворота кривошипа, равный ωt ;
- x — путь, пройденный поршнем.

Ввиду того что отношение $\frac{r}{l}$ незначительно (меньше 1:5), рассматриваем шатун бесконечной длины. Это приводит к более простой конечной формуле и при практическом ее использовании допустимо.

Из фиг. 88 следует:

$$x = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi);$$

$$u = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega r \sin \varphi;$$

$$f = \frac{du}{dt} = \omega r \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega^2 r \cos \varphi = \omega^2 r \frac{r-x}{r} = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right).$$

Скорость движения поршня изменяется по синусоиде, ускорение — по косинусоиде.

Если по оси абсцисс откладывать угол поворота кривошипа φ или пропорциональное ему время (движение вала равномерное), а по оси ординат—скорость движения поршня в каждый момент, то получатся кривые синусоиды, дающие представление об изменениях скорости движения поршня, а следовательно и об объемах, подаваемых насосом в каждый момент времени.

Площадь синусоиды, ограниченная двумя ординатами, представляет некоторый объем, подаваемый поршнем (насосом) в промежуток времени, соответствующий указанным ординатам. Площадь целой ветви синусоиды вверх от оси абсцисс представляет объем воды, подаваемый насосом за ход поршня.

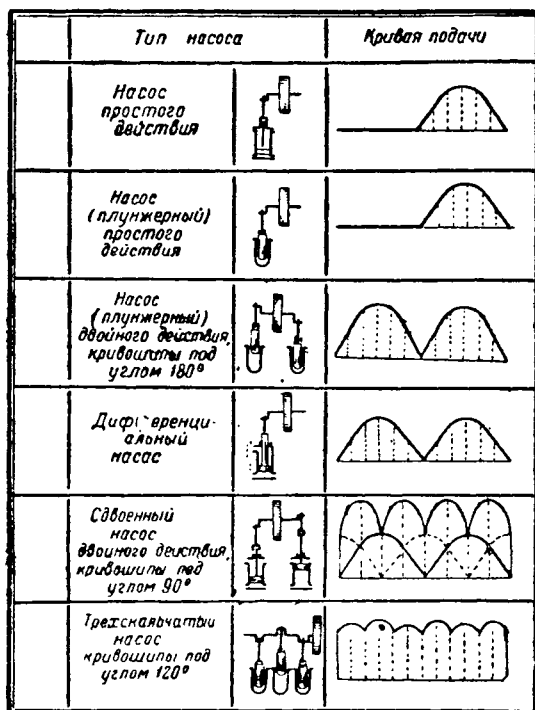
Действительно,

$$dV = F \omega r \sin \omega t dt;$$

проинтегрировав это выражение в пределах от $\omega t = 0$ до $\omega t = \pi$, т. е. для одного хода, получим подачу насоса простого действия

$$\int_0^{\frac{\pi}{\omega}} F \omega r \sin \omega t dt =$$

$$= -F \omega r \left| \frac{\cos \omega t}{\omega} \right|_0^{\frac{\pi}{\omega}} = FS.$$



Фиг. 89

На фиг. 89 представлены кривые подачи насосами простого действия, двойного действия, дифференциальным, сдвоенным двойного действия (четырежды действия), строенным. Кривые построены как суммы подач насосами простого действия. Как видно из фиг. 89, наиболее равномерную подачу дают строенные насосы. Значения максимальных скоростей по сравнению со средней:

Для насоса простого действия	$u_{\max} = 3,14 u_{cp}$
» » двойного »	$u_{\max} = 1,57 u_{cp}$
» » тройного »	$u_{\max} = 1,05 u_{cp}$
» » четырехкратного действия . .	$u_{\max} = 1,1 u_{cp}$

Если бы при построении были приняты во внимание сечения штоков, то кривые, соответствующие одному и другому ходу (одна и другая ветви для насоса двойного действия), несколько отличались бы друг от друга, ибо, как указывалось, подача одной стороной поршня несколько больше подачи другой стороной.

§ 33. Некоторые теоретические основы движения жидкости в поршневом насосе

Вследствие возвратно-поступательного движения поршня в поршневом насосе и связанных с ним всасывающем и нагнетательном трубопроводах имеет место неустановившееся движение жидкости. Решение уравнения неустановившегося движения реальной жидкости позволяет изучить целый ряд явлений в работе поршневого насоса.

Исследование движения жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах поршневого насоса

Уравнение неустановившегося движения реальной жидкости имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial \xi}{\partial s} = 0.$$

Гидравлический смысл его: при движении реальной жидкости приращение полной удельной энергии жидкости на единице пути идет на преодоление сил инерции и преодоление сопротивлений по пути.

На фиг. 90 и 91 изображены схемы насоса простого действия; примем следующие обозначения:

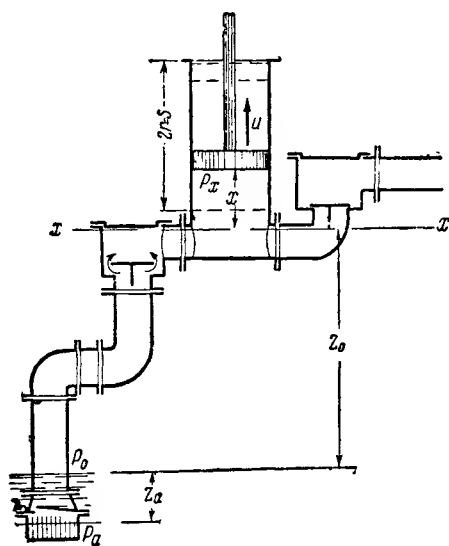
p_x — давление в частицах жидкости у поршня при всасывании;

p_y — давление в частицах жидкости у поршня при нагнетании;

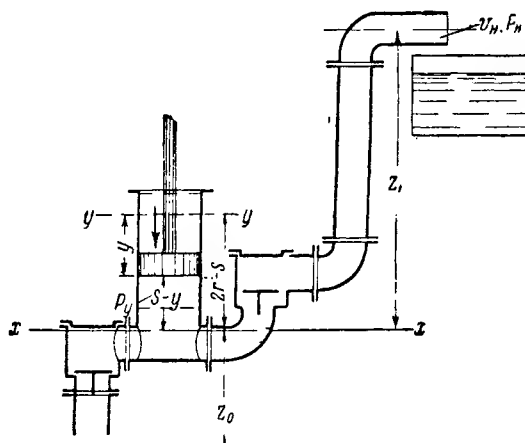
u — скорость движения поршня;

x — путь, пройденный поршнем при всасывании от мертвого положения (к рассматриваемому моменту);

y — путь, пройденный поршнем при нагнетании от мертвого положения (к рассматриваемому моменту);



Фиг. 90



Фиг. 91

$S = 2r$ — ход поршня;

z_0 — высота всасывания (собственно высота всасывания $H_{вс} = z_0 + S$);

z_1 — высота нагнетания;

z_a — глубина погружения трубы под уровнем воды;

p_0 — атмосферное давление;

p_a — давление в частицах жидкости при поступлении во всасывающий трубопровод;

p_n — давление в частицах жидкости в конце нагнетательного трубопровода;

v_n — скорость движения жидкости в конце нагнетательного трубопровода;

v — скорость движения жидкости в некотором сечении трубопровода;

F — площадь поршня;

f — величина некоторого сечения трубопровода.

а) Определение величины давления в частицах
жидкости у поршня при всасывании

Используя уравнение неустановившегося движения для периода всасывания с траекторией движущейся жидкости от места поступления ее во всасывающую трубу до поршня, умножив обе части уравнения на ds и проинтегрировав в пределах названной траектории от $s=0$ до $s=s_x$ (положение частиц у поршня), будем иметь:

$$\begin{aligned} \int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) ds + \frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \int_0^{s_x} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds &= 0; \\ \int_0^{s_x} \frac{\partial z}{\partial s} ds + \int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} \right) ds + \int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) ds + \\ + \frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \int_0^{s_x} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds &= 0; \\ \int_0^{s_x} \frac{\partial z}{\partial s} ds = |z|_0^{s_x} = x + z_0 + z_a; \\ \int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} \right) ds = \left| \frac{p}{\gamma} \right|_0^{s_x} = \frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} - z_a; \\ \int_0^{s_x} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) ds = \left| \frac{v^2}{2g} \right|_0^{s_x} = \frac{u^2}{2g} - \frac{v_a^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} \end{aligned}$$

(v_a — скорость, с которой жидкость вступает во всасывающий трубопровод практически близка нулю).

На основе уравнения постоянства расхода

$$vf = uF,$$

следовательно,

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} &= \frac{\partial u}{\partial t} \cdot \frac{F}{f}; \\ \frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds &= \frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial u}{\partial t} \frac{F}{f} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \int_0^{s_x} \frac{F}{f} ds, \end{aligned}$$

ибо $\frac{\partial u}{\partial t}$ зависит только от t и не зависит от s ; f на пути движения жидкости, вообще говоря, может меняться и потому за знак интеграла вынесено быть не может. Однако, разбив весь путь (трубопровод) на ряд участков с постоянными сечениями $f_1, f_2 \dots f_n$, можно

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \int_0^{s_x} \frac{F}{f} ds$$

представить виде:

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \left[\int_0^{s_1} \frac{F}{f_1} ds + \int_{s_1}^{s_2} \frac{F}{f_2} ds + \dots + \int_{s_{x-1}}^{s_x} \frac{F}{f_x} ds \right] = \\ = \frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \left[\frac{F}{f_1} S_1 + \frac{F}{f_2} S_{11} + \dots \frac{F}{f_x} x \right]. \end{aligned}$$

Обозначив выражение $\frac{F}{f_1} S_1 + \frac{F}{f_2} S_{II} + \dots$ и т. д., имеющее измерение длины и называемое приведенной длиной всасывающей линии, через L_c , имеем:

$$\frac{1}{g} \int_0^{s_x} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} (L_c + x) \frac{\partial u}{\partial t}.$$

Полученное выражение пропорционально инерции движущейся жидкости.

Наконец, $\int_0^{s_x} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds$, характеризующий сопротивления на пути движения

жидкости, может быть также разбит на ряд интегралов, заключающих отдельные сопротивления, пропорциональные квадратам скоростей в отдельных участках (в том числе и клапанах насоса), а так как эти скорости в свою очередь пропорциональны скорости движения поршня u , то последний интеграл примет общий вид: $W \frac{u^2}{2g}$, где W отражает в себе отдельные коэффициенты сопротивлений и может быть легко определен для заданного конкретного случая.

Таким образом, в результате интегрирования имеем:

$$z_0 + x + z_a + \frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} - z_a + \frac{u^2}{2g} + \frac{L_c + x}{g_i} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + W \frac{u^2}{2g} = 0,$$

откуда давление в частицах жидкости у поршня при всасывании

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \left[z_0 + x + \frac{L_c + x}{g} \cdot \frac{\partial u}{\partial t} + (W + 1) \frac{u^2}{2g} \right].$$

Анализ уравнения позволяет выявить влияние целого ряда факторов на работу поршневого насоса. Не производя пока анализа, сделаем аналогичный вывод для периода нагнетания.

б) Определение величины давления в частицах жидкости у поршня при нагнетании

Пусть поршень движется вниз (фиг. 91) и к рассматриваемому моменту прошел путь y от верхнего мертвого положения. Проинтегрировав уравнение неустановившегося движения (предварительно умноженное на ds) для периода нагнетания с траекторией движущейся жидкости от поршня до конца нагнетательного трубопровода, т. е. в пределах от $s = s_y$ до $s = s_n$, имеем:

$$\begin{aligned} \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial z}{\partial s} ds + \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} \right) ds + \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) ds + \frac{1}{g} \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds &= 0; \\ \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial z}{\partial s} ds &= z_1 - (S - y); \\ \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{p}{\gamma} \right) ds &= \frac{p_n}{\gamma} - \frac{p_y}{\gamma}; \\ \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{v^2}{2g} \right) ds &= \frac{v_n^2}{2g} - \frac{u^2}{2g}; \\ \frac{1}{g} \int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial v}{\partial t} ds &= \frac{1}{g} \int_{s_y}^{s_n} \frac{F}{f} \frac{\partial u}{\partial t} ds. \end{aligned}$$

Разбив весь путь движения жидкости на ряд участков с постоянным сечением, можно последний интеграл (весь член) представить в таком виде:

$$\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t} \left[\frac{F}{f_1} S_1 + \frac{F}{f_2} S_{II} + \dots + \frac{F}{f_n} S_n \right];$$

$f_1 = F$; $S_1 = S - y$; выражение $\frac{F}{f_2} S_{II} + \dots + \frac{F}{f_n} S_n$ обозначим через L_n ; оно имеет измерение длины и носит название приведенной длины нагнетательного трубопровода.

Искомый интеграл (весь член) примет вид:

$$\frac{1}{g} (L_n + S - y) \frac{\partial u}{\partial t}.$$

Наконец,

$$\int_{s_y}^{s_n} \frac{\partial \xi}{\partial s} ds = W \frac{u^2}{2g};$$

(рассуждения здесь те же, что и при интегрировании аналогичного члена при исследовании процессов всасывания).

Таким образом, в результате интегрирования имеем:

$$\frac{p_y}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma} + z_1 - (S - y) + \frac{v_n^2}{2g} + \frac{1}{g} (L_n + S - y) \frac{\partial u}{\partial t} + (W - 1) \frac{u^2}{2g}.$$

v_n также может быть выражено через u :

$$\frac{v_n^2}{2g} = \frac{F^2}{f_n^2} \cdot \frac{u^2}{2g};$$

обозначив $W - 1 + \frac{F^2}{f_n^2}$ через W' , имеем:

$$\frac{p_y}{\gamma} = \frac{p_n}{\gamma} + z_1 - (S - y) + \frac{1}{g} (L_n + S - y) \frac{\partial u}{\partial t} + W' \frac{u^2}{2g}.$$

в) Анализ величины $\frac{p_x}{\gamma}$

Обращаясь к уравнению

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \left[z_0 + x + \frac{L_c + x}{g} \frac{\partial u}{\partial t} + (W + 1) \frac{u^2}{2g} \right],$$

приходим к следующим выводам:

1) $\frac{p_x}{\gamma}$ меньше давления на свободной поверхности жидкости и зависит от высоты всасывания, длины и сечения всасывающего трубопровода, сопротивлений в трубопроводе и насосе (клапанах), скорости движения поршня и ускорения движущейся жидкости;

2) $\frac{p_x}{\gamma}$ при определенных значениях членов, входящих в уравнение, может быть очень малой величиной. Значение $\frac{p_x}{\gamma}$ меньше давления паров перекачиваемой жидкости при температуре жидкости, или отрицательное значение $\frac{p_x}{\gamma}$, получаемое из уравнения при определенных значениях входящих в него членов, означает разрыв струи жидкости и отделение поршня от всасываемой жидкости. Это вызывает удар жидкости о поршень, когда послед-

ний замедлит свое движение и будет достигнут движущейся жидкостью, или когда возвращаясь из мертвого положения встретит жидкость, движущуюся навстречу;

3) правильное действие насоса требует, чтобы при всяком положении поршня правая часть уравнения была больше давления паров перекачиваемой жидкости при температуре жидкости, а это налагает определенные ограничения на величину входящих в уравнение членов;

4) высота всасывания поршневого насоса может быть тем большей, чем меньше x , т. е. горизонтальные насосы при больших высотах всасывания могут оказаться предпочтительными перед вертикальными;

5) высота всасывания может быть тем больше, чем меньше длина всасывающего трубопровода и больше его сечение;

6) высота всасывания у тихоходных насосов может быть больше, чем у быстроходных;

7) высота всасывания зависит от инерционных сил; последние, находясь в определенной связи с остальными членами уравнения, имеют также ограниченную величину, что указывает на определенное ограничение числа оборотов (двойных ходов) поршневого насоса, после чего нормальная его работа становится невозможной;

8) $\frac{p_x}{\gamma}$, будучи величиной переменной, зависит от положения поршня; нарушение нормальной работы насоса, зависящее от p_x , произойдет при наименьшем его значении (при соответствующих значениях прочих величин, входящих в уравнение).

Положение поршня с наименьшим $\frac{p_x}{\gamma}$ может быть найдено в результате графического построения величины $\frac{p_x}{\gamma}$ в зависимости от положения поршня, т. е. в функции от x .

Так как

$$u = \omega r \sin \omega t;$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \omega^2 r \cos \omega t = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right);$$

$$\begin{aligned} \frac{u^2}{2g} &= \frac{\omega^2 r^2 \sin^2 \omega t}{2g} = \frac{\omega^2 r^2 (1 - \cos^2 \omega t)}{2g} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{r}\right)^2\right] = \\ &= \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(1 - 1 + \frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right) = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right). \end{aligned}$$

Подставив в выражение для $\frac{p_x}{\gamma}$ значения u , $\frac{\partial u}{\partial t}$ и $\frac{u^2}{2g}$ в функции от x , получим:

$$\begin{aligned} \frac{p_x}{\gamma} &= \overbrace{\frac{p_0}{\gamma}}^{\text{I}} - \left[\overbrace{z_0 + x}^{\text{II}} + \overbrace{\frac{L_c}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)}^{\text{III}} + \overbrace{\frac{x}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)}^{\text{IV}} + \right. \\ &\quad \left. \overbrace{+ (W+1) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right)}^{\text{V}} \right]. \end{aligned}$$

Откладывая по оси абсцисс путь, пройденный поршнем (от $x=0$ до $x=2r$), а по оси ординат соответствующие значения членов I, II... V с учетом их знаков, получим графическое изображение каждого члена, а так как $\frac{p_x}{\gamma}$ представляет алгебраическую сумму указанных членов, то по суммированию их на графике (суммирование ординат) получим величину $\frac{p_x}{\gamma}$.

Обычно из члена, характеризующего сопротивления, выделяют сопротивления в клапане, имеющие наибольшее значение в начале хода поршня (подъем клапана), далее с грубым приближением их можно принимать одинаковыми.

Результаты построения даны на фиг. 92. Член *I* — прямая, параллельная оси абсцисс; член *II* — прямая наклонная; член *III* — прямая, проходящая через точку *O*.

Действительно, $\frac{L_c}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)$ при $x = 0$ принимает значение $\frac{L_c}{g} \omega^2 r$;

при $x = r$ принимает значение 0;

при $x = 2r$ принимает значение $-\frac{L_c}{g} \omega^2 r$.

Следует обратить внимание, что чем ω и особенно L_c больше, тем наклон этой прямой больше.

Член *IV* — парабола, проходящая через точку *O*.

Действительно, $\frac{x}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)$ при $x = 0$ принимает значение 0; при $x = r$ принимает значение 0; при $x = 2r$ принимает значение $-\frac{2r^2}{g} \omega^2$.

Член *V* — парабола; при $x = 0$ и $x = 2r$ принимает значение 0.

Сопротивление во всасывающем клапане показано отдельно.

Из рассмотрения суммарной кривой $\frac{p_x}{\gamma}$ следует:

1) Наименьшее значение $\frac{p_x}{\gamma}$ имеет ме-

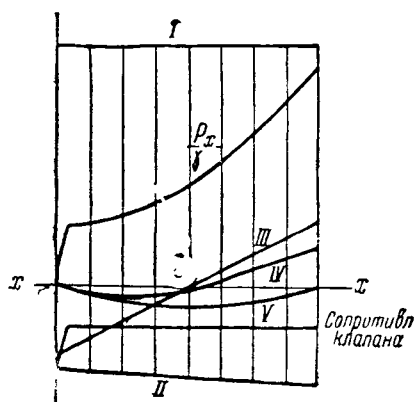
сто в начале хода поршня: именно в этом положении поршня и может произойти разрыв струи.

2) Характер кривой $\frac{p_x}{\gamma}$ в значительной мере предопределяется характером (наклоном) прямой, графически изображающей член *III*, зависящий от величины L_c и инерции движущейся жидкости.

Из графика видно, что L_c и число двойных ходов поршня должны быть ограничены.

3) Суммарная кривая $\frac{p_x}{\gamma}$ должна быть расположена исключительно в положительной части графика (выше $x - x$), в противном случае работа насоса невозможна. Если при построении кривая $\frac{p_x}{\gamma}$ займет такое положение, что частично разместится ниже оси $x - x$, то график позволит определить, на какую величину необходимо увеличить $\frac{p_x}{\gamma}$ для получения нормальной работы насоса.

4) Для указанного увеличения $\frac{p_x}{\gamma}$ могут быть приняты следующие меры: уменьшение L_c (замена части трубы трубой большего сечения или возможным сокращением длины трубы), снятие клапана у начала всасывающей трубы



Фиг. 92

или замена его клапаном другой конструкции, уменьшение числа оборотов насоса и, наконец, как это далее будет разъяснено, установка на всасывающем трубопроводе воздушного котла (колпака).

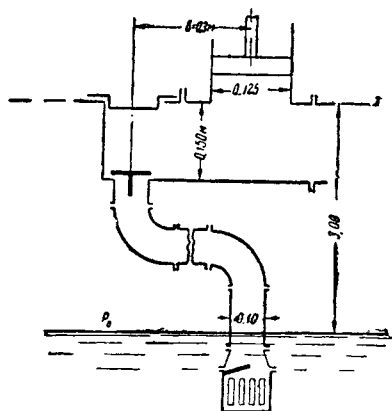
Пример. Требуется определить давление у поршня при всасывании насосом простого действия, приводимым в движение от кривошипного механизма: радиус кривошипа $r = 125$ мм, ход поршня $S = 250$ мм, число оборотов $n = 64$ в 1 мин. Необходимые размеры приведены на фиг. 93.

Средняя высота над уровнем моря в месте установки насоса равна 250 м; соответствующее этому $\frac{P_0}{\gamma} = 10$ м. Расстояние от нижнего положения поршня до уровня воды в резервуаре $z_0 = 3$ м; длина всасывающей линии $L = 6,65$ м; диаметр ее $d = 0,10$ м; диаметр патрубка, соединяющего всасывающую камеру с цилиндром, $d_n = 0,15$ м; расстояние от оси клапана до оси цилиндра $b = 0,30$ м; на всасывающей линии установлен приемный клапан с сеткой и два отвода.

Как уже указывалось, наиболее невыгодным для $\frac{P_x}{\gamma}$ является крайнее нижнее положение поршня ($x = 0$).

Давление у поршня:

$$\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \left[z_0 + x + \frac{(L_c + x)}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) + (W + 1) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) \right].$$



Фиг. 93

Определим величину члена, зависящего от инерции воды во всасывающей трубе,

$$h_i = \frac{L_c}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right);$$

Приведенная длина

$$L_c = 6,65 \left(\frac{0,125}{0,10} \right)^3 + 0,3 \left(\frac{0,125}{0,15} \right)^3 \approx 10,60 \text{ м};$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 64}{30} = 6,70;$$

$$h_i = \frac{10,60}{9,81} \cdot 6,7^2 \cdot 0,125 \left(1 - \frac{x}{r} \right) = 6,05 \left(1 - \frac{x}{r} \right);$$

$$\text{при } x = 0 \quad h_i = 6,05 \text{ м};$$

$$\text{при } x = r \quad h_i = 0;$$

$$\text{при } x = 2r \quad h_i = -6,05 \text{ м}.$$

Сопротивление всасывающего клапана в насосе и приемного клапана в момент их подъема можно принять практически в среднем равным 0,7 м; $h_{пр.к} = h_k = 0,7$ м; для всего остального хода это сопротивление можно практически принять примерно постоянным и равным 0,3 м.

Член, зависящий от инерции воды в самом цилиндре,

$$h'_i = x \frac{\omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r} \right),$$

$$\text{при } x = 0$$

$$h'_i = 0.$$

Член, характеризующий сопротивление во всасывающей трубе,

$$(W + 1) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right)$$

при $x = 0$ также равен 0.

Таким образом, при $x = 0$

$$\frac{P_x}{\gamma} = 10 - 3 - 6,05 - 0,7 - 0,7 = -0,45 \text{ м}.$$

Давление под поршнем — отрицательная величина, что не может иметь места, (нормальное всасывание невозможно), поэтому необходимы меры для увеличения $\frac{P_x}{\gamma}$ до

соответствующей положительной величины. Практически для действующей установки возможно:

1) устранение нижнего приемного клапана, что дает возможность увеличить $\frac{P_x}{\gamma}$ примерно на 0,7 м;

2) уменьшение числа оборотов насоса; для уменьшения величины h_i с 6,05 до 5,60 м достаточно уменьшить угловую скорость в отношении $\sqrt{\frac{5,60}{6,05}} = 0,96$, т. е. n должно быть равно:

$$64 \cdot 0,96 \approx 60 \text{ об/мин.}$$

При желании определить численные значения $\frac{P_x}{\gamma}$ для $x=r$ и $x=2r$ необходимо уточнить численные значения W и члена, содержащего W для данного конкретного случая, после чего определится $\frac{P_x}{\gamma}$.

Величина, входящая в выражение

$$(W+1) \frac{u^2}{2g} = (W+1) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right),$$

определяется в зависимости от характера сопротивлений.

В данном случае имеем:

$$2\xi = 0,2 \cdot 2 = 0,4;$$

$$\xi_{\text{вс. сем}} = 1,5$$

(сопротивление в клапане выделено и учтено отдельно);

$$\xi_{mp} = \frac{\lambda \cdot L}{d} = \frac{0,02 \cdot 6,65}{0,10} = 1,3;$$

$$\Sigma \xi = 3,20.$$

Сопротивления во всасывающей трубе равны:

$$\Sigma \xi \frac{v^2}{2g} = \Sigma \xi \left(\frac{F}{f} \right)^2 \cdot \frac{u^2}{2g} = W_1 \frac{u^2}{2g}.$$

Таким образом,

$$W_1 = 3,2 \left(\frac{0,125}{0,10} \right)^2 = 4,99.$$

То же в патрубке длиной $b = 0,3$ м и $d = 150$ мм;

$$2\xi_{пов} = 2 \cdot 1,25 = 2,50$$

(для поворота без закругления ξ можно принять равным 1 — 1,25).

$$\xi_{патр} = \frac{0,02 \cdot 0,3}{0,15} = 0,04;$$

$$\Sigma \xi = 2,54;$$

$$W_2 = 2,54 \left(\frac{0,125}{0,15} \right)^2 = 1,79;$$

$$W = W_1 + W_2 = 4,99 + 1,79 = 6,78;$$

$$(W+1) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) = (1+6,78) \frac{6,7^2 \cdot 0,125^2}{19,62} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) = 0,275 \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right);$$

при $x=0$ этот член равен 0; при $x=r$ он равен 0,275 м;

при $x=2r$ он равен 0.

Как уже указано, сопротивления в клапане учтены отдельно. Дальнейшее определение

$\frac{P_x}{\gamma}$ для $x=r$ и для $x=2r$ не представляет затруднений.

г) Анализ величины $\frac{P_y}{\gamma}$.

Рассматривая уравнение

$$\frac{P_y}{\gamma} = \frac{P_n}{\gamma} + z_1 - (S - y) + \frac{1}{g} (L_n + S - y) \frac{du}{dt} + W' \frac{u^2}{2g},$$

приходим к следующим выводам:

- 1) $\frac{P_y}{\gamma}$ на протяжении хода поршня меняет свою величину;
- 2) член $\frac{1}{g}(L_n + S - y) \frac{du}{dt}$, отражающий действие инерционных сил, меняет свой знак на протяжении хода поршня и во второй половине хода имеет знак минус (u уменьшается, $\frac{du}{dt}$ отрицательно).

Так как при этом L_n может иметь большое численное значение, то величина этого члена может стать больше суммы остальных членов уравнения и тогда $\frac{P_y}{\gamma}$ может стать отрицательной величиной, т. е. работа насоса при этом окажется невозможной. Таким образом, с точки зрения процесса в период нагнетания число оборотов поршневого насоса ограничено;

3) резкие увеличения и уменьшения давления $\frac{P_y}{\gamma}$ в период нагнетания, связанные с величиной L_n и u , могут привести к явлениям, аналогичным явлениям гидравлического удара;

4) возможность указанных ненормальных явлений тем меньшая, чем больше давление P_n в конце нагнетательного трубопровода и высота подъема z_1 .

Наименьшее $\frac{P_y}{\gamma}$ может быть указано в результате графического построения величины $\frac{P_y}{\gamma}$ в зависимости от положения поршня, т. е. в функции от y . (Для процесса нагнетания путь, проходимый поршнем, обозначен y , в соответствии с чем в выражения для u , $\frac{du}{dt}$ и $\frac{u^2}{2g}$ вместо x входит y .)

Имеем:

$$\frac{P_y}{\gamma} = \overbrace{\frac{P_n}{\gamma}}^I + \overbrace{z_1 - (S - y)}^{II} + \overbrace{\frac{L_n}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{y}{r}\right)}^{III} + \overbrace{\frac{S - y}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{y}{r}\right)}^{IV} + \underbrace{W' \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2y}{r} - \frac{y^2}{r^2}\right)}^V.$$

Откладывая по оси абсцисс путь, пройденный поршнем (от $y = 0$ до $y = 2r$), а по оси ординат соответствующие значения членов $I, II \dots V$ с учетом их знаков, получим графическое изображение каждого члена, а по суммировании их (суммирование ординат) — член $\frac{P_y}{\gamma}$.

Здесь также выделено сопротивление в нагнетательном клапане, показанное отдельно.

Результаты построения видны на фиг. 94.

Член I — прямая, параллельная оси абсцисс; член II — прямая наклонная; член III — прямая, проходящая через точку O . Чем больше ω и особенно L_n , тем наклон этой прямой больше; член IV — парабола, проходящая через точку O ; член V — парабола.

Из рассмотрения суммарной кривой $\frac{P_y}{\gamma}$ следует:

- 1) наименьшее значение $\frac{P_y}{\gamma}$ имеет в конце хода поршня (именно при этом положении поршня может иметь место ненормальная работа насоса);
- 2) характер кривой $\frac{P_y}{\gamma}$ в значительной мере предопределяется характером (наклоном) прямой, графически изображающей член, зависящий от L_n и инерции движущейся жидкости;
- 3) в случае недопустимо малой величины $\frac{P_y}{\gamma}$ и ненормальных явлений в насосе график позволит наметить определенные мероприятия для создания нормальной работы насоса (чаще — уменьшение числа оборотов; график позволит определить необходимое число оборотов).

д) Давления $\frac{P_x}{\gamma}$ и $\frac{P_y}{\gamma}$ для насосов кратного действия

Изложенное относилось к насосам простого действия.

При работе насосов кратного действия движение жидкости в трубопроводах отличается вследствие наложения движений, обусловленных работой отдельных насосов простого действия, составляющих насосы кратного действия. Поэтому отличаются и ускорения движения, значительно влияющие на величины $\frac{P_x}{\gamma}$ и $\frac{P_y}{\gamma}$.

Изменения $\frac{P_x}{\gamma}$ и $\frac{P_y}{\gamma}$ для различных насосов кратного действия различны.

Так, для насосов двойного действия жидкость во всасывающем и нагнетательном трубопроводах ни при одном ходе поршня не будет оставаться в покое (ясно видно из кривых подачи). Однако колебания значений скоростей за один ход поршня, а следовательно и ускорений, здесь такие же, как и у насосов простого действия, следовательно, конструирование насоса двойного действия не оказывает влияния на величины

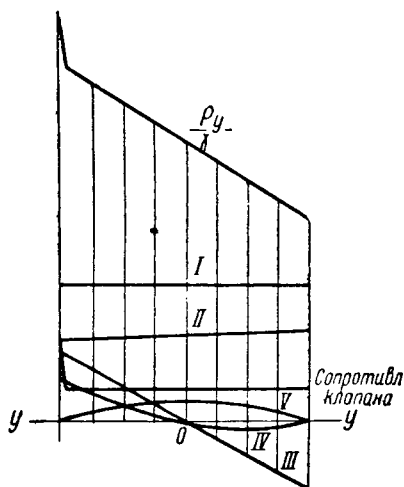
$$\frac{P_x}{\gamma} \text{ и } \frac{P_y}{\gamma}.$$

У дифференциального насоса $\frac{P_x}{\gamma}$ не меняется по сравнению с насосом простого действия, а изменения $\frac{P_y}{\gamma}$ у этого насоса отличаются, потому что он подает за каждый ход половинное количество воды, следовательно, максимальная скорость и максимальное ускорение жидкости здесь колеблются в меньших пределах.

То же следует сказать о насосе четырехкратного действия (спаренный насос двойного действия) и особенно о насосе тройного действия, у которого скорости и ускорения движения жидкости в трубопроводах колеблются в относительно меньших пределах, а следовательно в относительно меньших пределах колеблются

$$\frac{P_x}{\gamma} \text{ и } \frac{P_y}{\gamma}.$$

Трехскальчатые насосы ослабляют действие инерционных сил и являются наиболее подходящими при значительном числе оборотов (двойных ходов) насоса.



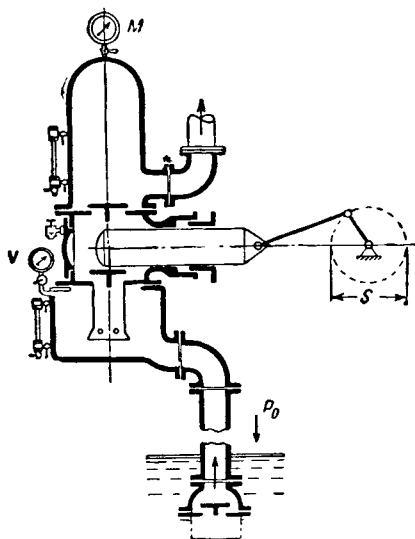
Фиг. 94

§ 34. Воздушные колпаки (котлы)

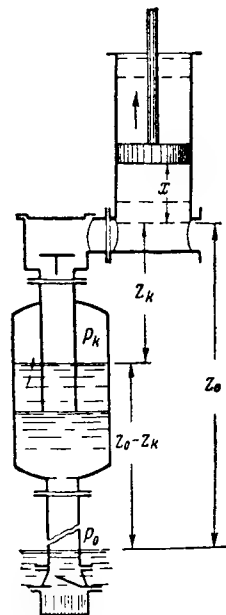
Воздушные колпаки выравнивают скорости движения жидкости в трубах. Однако вместе с тем они выравнивают давления $\frac{p_x}{\gamma}$ в частицах жидкости при всасывании и $\frac{p_y}{\gamma}$ — при нагнетании. Характер и причины такого выравнивания давлений, играющего столь большую роль в работе поршневых насосов, следуют из приведенного ниже.

На фиг. 95 представлена схема поршневого насоса простого действия с колпаками на всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Колпаки эти находятся в непосредственной близости у камеры всасывания и нагнетания насоса, и их часто называют всасывающими и нагнетательными (воздушными) колпаками.

Сущность действия всасывающего воздушного колпака — герметически закрытого котла, расположенного ниже поршня и сообщающегося трубой с



Фиг. 95



Фиг. 96

нижним уровнем жидкости, — сводится к тому, что насос засасывает жидкость непосредственно из колпака по очень короткой всасывающей трубе; вследствие вакуума в колпаке жидкость движется к нему, причем движение ее от нижнего уровня близко к установившемуся, ибо колебания уровня жидкости в колпаке незначительны. При наличии всасывающего колпака уровень жидкости как бы приближается к поршню.

Вследствие более равномерного движения жидкости от нижнего уровня в колпак сопротивления во всасывающей трубе уменьшаются. Движение остается неравномерным только на коротком участке трубы. Ускорение должно сообщаться лишь небольшому объему жидкости между воздушным колпаком и всасывающей камерой насоса, поэтому воздушные колпаки необходимо иметь в непосредственной близости у насоса.

Над уровнем жидкости в колпаке находится воздух; давление его меньше атмосферного на величину, зависящую от расположения всасывающего колпака над нижним уровнем жидкости.

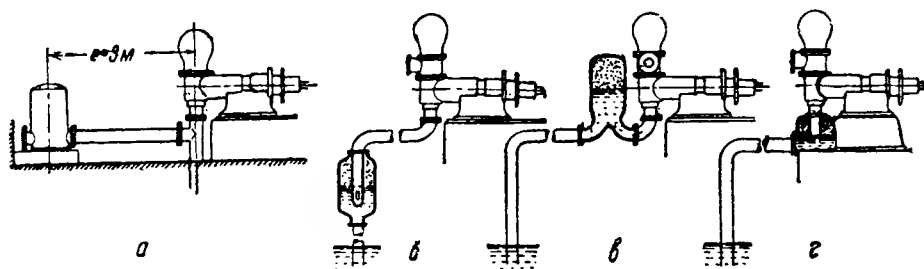
На фиг. 96 показана схема установки всасывающего воздушного колпака. Давление воздуха в колпаке:

$$\frac{p_k}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - z_0 + z_k - \sum \xi \frac{v_k^2}{2g},$$

где L_{nm} — приведенная длина небольшого участка нагнетательной трубы от камеры нагнетания у насоса до колпака;
 W_m' — член, характеризующий потери на том же участке;
 v_m — скорость в напорном трубопроводе (при установке нагнетательного колпака);
 v_{nm} — скорость у выхода из трубопровода.

Если построить кривую $\frac{p_y}{\gamma}$ для поршневого насоса с нагнетательным колпаком, нетрудно убедиться, что колебания величины $\frac{p_y}{\gamma}$ значительно уменьшатся по сравнению с аналогичными колебаниями при отсутствии колпака. Это и понятно, ибо на характер кривой $\frac{p_y}{\gamma}$ в значительной мере влиял член III, зависящий от приведенной длины нагнетательного трубопровода, а последняя при наличии воздушного колпака мала.

Таким образом, воздушный колпак на нагнетательном трубопроводе выравнивает подачу и давление у поршня; он позволяет увеличить число оборотов насоса, так как влияние члена, зависящего от инерции движущейся жидкости, в этом случае невелико.



Фиг. 99

В начале действия насоса, когда необходимо привести в движение значительные массы жидкости, явления протекают сложнее; в соответствии с этим и особенно при длинных напорных линиях нужен некоторый запас мощности двигателя.

На фиг. 99 показаны встречающиеся случаи правильного и неправильного выполнения и установки всасывающих колпаков (a и $б$ — неправильная установка, $в$ — допускаемая, $г$ — наиболее правильная). Колпаки должны быть как можно ближе к камере всасывания; в этом случае одной из лучших конструкций является такая, в которой нижняя часть насоса одновременно служит и всасывающим колпаком, т. е. последний конструктивно представляет часть самого насоса; важно и то, что поверхность жидкости в воздушном колпаке здесь большая.

Объем воздуха в воздушных колпаках выбирается с таким расчетом, чтобы колебания давлений, характеризующие степенью неравномерности колпака,

$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_m}$, что можно принять равным $\frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_m}$, практически находились в пределах 2—5%.

Здесь v_m — средний, $v_{\max}$ — максимальный и $v_{\min}$ — минимальный объемы воздуха в колпаке.; p_m , $p_{\max}$ и $p_{\min}$ — среднее, максимальное и минимальное давления в колпаке.

При примерных подсчетах объем воздуха во всасывающем воздушном колпаке для насоса простого действия может быть принят равным iFS , где i принимается различным в зависимости от высоты всасывания и числа колен на всасывающем трубопроводе (табл. 10).

Таблица 10

Высота всасывания в м	5	6	7	8
Объем воздуха при малом числе колен . . .	5 FS	8 FS	12 FS	16 FS
То же при большом числе колен	7 FS	11 FS	16 FS	20 FS

Объем воздуха в колпаке можно считать равным примерно $\frac{2}{3}$ объема колпака; необходимый объем воздуха и колпака для насосов двойного действия примерно вдвое меньше и в несколько раз менее для насосов тройного действия. Воздух во всасывающем колпаке накапливается в зависимости от наличия его в воде, высоты всасывания (вакуума) и пр. В больших насосах удаление воздуха может происходить при помощи особых устройств, в малых и средних — избыточный воздух при накоплении удаляется вместе с водой. Арматура всасывающего колпака — вакуумметр, водомерное стекло, устройство для отсасывания воздуха. Необходимый минимальный объем воздуха в нагнетательном колпаке для насосов простого действия может быть принят равным $\frac{0,55}{8} FS$.

В табл. 11 приведены объемы воздуха в воздушных нагнетательных колпаках для различных насосов.

Таблица 11

Тип насоса	$\delta=0,02$	$\delta=0,05$
Насос простого действия	27 FS	11 FS
» двойного »	10,5 FS	4,2 FS
» тройного »	0,45 FS	0,18 FS

Как видно из табл. 11, насосы кратного действия требуют устройства воздушного колпака со значительно меньшим объемом воздуха.

Для выбора размеров нагнетательного колпака насоса простого действия пользуются также эмпирическими данными, указывающими объем воздуха в колпаке, равный iFS в зависимости от давления в нем (в метрах водяного столба) и длины нагнетательной линии в метрах.

Значения i приведены в табл. 12.

Таблица 12

$\left(\frac{P_m}{\gamma} + L\right)$ в м	20	50	100	500	1 000	2 000
i в зависимости от числа колен	4—6	5—7	6—9	9—12	12—16	16—20

Иногда предусматривают небольшой колпак у насоса, а другой устанавливают на линии.

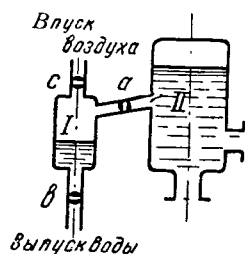
Воздух в нагнетательном колпаке находится под повышенным давлением и постепенно уходит с водой, растворяясь в ней. Он пополняется здесь при помощи особых приспособлений.

Необходимая арматура нагнетательных колпаков — манометр, водомерное стекло, краники, предохранительный клапан и приспособления для пополнения колпака воздухом.

У некоторых насосов впуск воздуха производится в цилиндр неподалеку от нагнетательного клапана. Впуск осуществляется открытием специального кла-

пана в период всасывания; воздух попадает в камеру нагнетания, а далее вместе с водой поступает в нагнетательный воздушный колпак.

На фиг. 100 показано устройство для выпуска воздуха с дополнительным колпачком I и краниками *a*, *в* и *с*. При закрытых краниках *a* и *с* и открытом *в* выпускается вода из колпачка I, далее открывается краник *с* и в колпачок поступает воздух; открывается краник *a*, закрывается краник *с*, часть воздуха поступает в колпак II.



Фиг. 100

На фиг. 101 показана арматура всасывающего и нагнетательного колпаков.

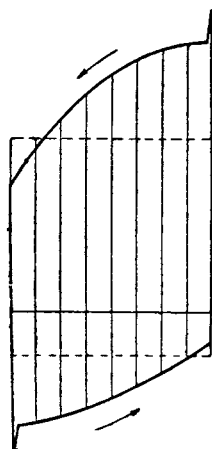
§ 35. Индикаторная диаграмма насоса

Объединяя кривые давлений на одной диаграмме

(фиг. 102), получим теоретическую индикаторную диаграмму насоса простого действия без колпачков. Площадь, ограниченная обеими кривыми, представляет работу за оба хода поршня или один оборот.

Диаграмма снимается индикатором, наносящим в определенном масштабе давления в каждый момент в зависимости от положения поршня.

На фиг. 103 дана диаграмма *bcd* работы насоса в предположении: а) полного заполнения цилиндра перекачиваемой жидкостью (отсутствие пузырьков воздуха), б) правильного и плотного прилегания поршня к цилиндру и клапанов к своим седлам, в) отсутствия сопротивлений при движении жидкости через клапаны, г) наличия воздушных колпачков со значительными объемами воздуха (позволяющими давление в колпачках считать практически неизменным).



Фиг. 102

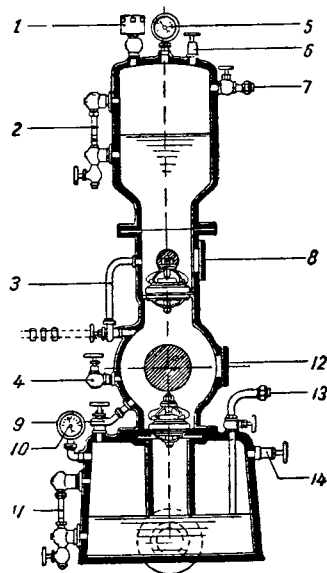
При данных условиях индикаторная диаграмма *bcd* представляется идеальной.

Действительная диаграмма *b'c'd'e'* отличается от идеальной: *в'с'* отклоняется от вертикали ввиду необходимости сжать попавший при всасывании воздух, а также ввиду того, что к началу нагнетания всасывающий клапан еще не успел полностью закрыться.

Точка *с'* выше точки *с* ввиду необходимости развить дополнительное давление для подъема нагнетательного клапана. Колебания давления после точки *с'* вызваны инерционными силами, проявляющимися в жидкости; падение давления в конце хода поршня (*d'e'*) также происходит с некоторым запозданием вследствие запоздания посадки нагнетательного клапана; далее, *е'* ниже точки *е* (большее разрежение) вследствие необходимости приподнять всасывающий клапан и т. д.

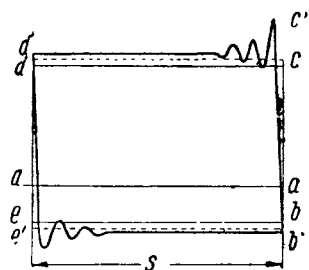
Точка *с'* выше точки *с* ввиду необходимости раз-

вить дополнительное давление для подъема нагнетательного клапана. Колебания давления после точки *с'* вызваны инерционными силами, проявляющимися в жидкости; падение давления в конце хода поршня (*d'e'*) также происходит с некоторым запозданием вследствие запоздания посадки нагнетательного клапана; далее, *е'* ниже точки *е* (большее разрежение) вследствие необходимости приподнять всасывающий клапан и т. д.



Фиг. 101

1—предохранительный клапан; 2, 11—водомерные стекла; 3—трубка для заполнения насоса водой; 4—кран; 5—манометр; 6, 14—воздушные краны; 7—трубка для нагнетания воздуха; 8, 12—люки; 9—перепускная трубка с краном; 10—вакуумметр; 13—трубка для отсасывания воздуха



Фиг. 103

При ограниченных объемах воздуха в колпаках вместо горизонтальных прямых участков индикатор зачерчивает вытянутые кривые линии.

Индикаторные диаграммы чрезвычайно важны, ибо они указывают на возможные ненормальности в работе насоса.

На фиг. 104 показан ряд диаграмм, указывающих на ненормальную работу насоса:

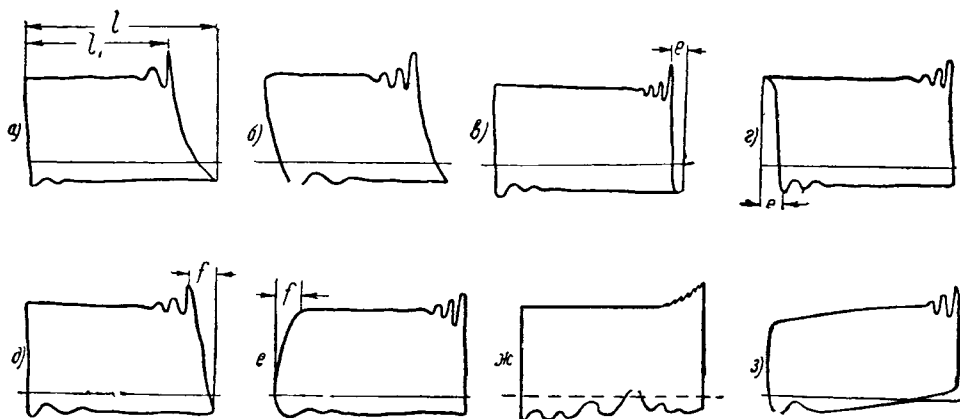
диаграмма 104,а — насос вместе с водой всасывает воздух (неплотности во всасывающем трубопроводе); необходимость сжатия его (вытеснения) ведет к уменьшению объемного к. п. д., характеризуемого в диаграмме отношением $\frac{l_1}{l}$;

форма кривой повышения давления соответствует уравнению $pV = \text{const}$;

диаграмма 104,б — в рабочей камере насоса воздушный мешок;

диаграмма 104,в и г — запаздывание посадки всасывающего и нагнетательного клапанов вследствие недостаточной нагрузки их;

диаграмма 104,д и е — пропуск всасывающего и нагнетательного клапанов вследствие засорения или поломки;



Фиг. 104

диаграмма 104,ж и з — колпаки с недостаточным объемом воздуха и удаленные от насоса; поступление воды со значительными колебаниями.

Индикаторная диаграмма позволяет определить индикаторную мощность насоса:

$$N_i = \frac{p_i F S n}{60} [\text{кг} \cdot \text{м/сек}] = \frac{p_i F S n}{60 \cdot 75} \text{ ЛС},$$

т. е. ту мощность, которую поршень передал жидкости.

Площадь индикаторной диаграммы (определяемая планиметром) позволяет вычислить среднюю ординату диаграммы, изображающую в определенном масштабе среднее индикаторное давление.

Среднее индикаторное давление $p_i \text{ кг/см}^2$ оказывается больше манометрического напора H_m , т. е.

$$10\,000 p_i > \gamma H_m.$$

Выражение $10\,000 p_i$ можно назвать индикаторным напором.

Отношение $\frac{H_m}{H_i} = \eta_r$ — гидравлический к. п. д. насоса, учитывающий гидравлические потери в насосе.

То же

$$\eta_r = \frac{N_n}{N_i}.$$

(Объемные потери здесь не рассматриваются.)

С другой стороны, механический к. п. д. насоса, учитывающий трение в подшипниках, сальниках и т. д., равен

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N}.$$

§ 36. Движение жидкости в клапанах поршневых насосов

Назначение клапанов ясно из изложенного выше.

Теория действия клапанов поршневых насосов сложна и не дает в ряде вопросов законченных решений. Здесь приводятся лишь некоторые основные понятия и эмпирические зависимости.

Различают следующие типы клапанов:

а) подъемные, движущиеся нормально к опорной поверхности, имеющие наибольшее распространение;

б) шарнирные, вращающиеся около закрепленной оси;

в) золотники, перемещающиеся по опорной поверхности.

Открытие перекрываемых отверстий у клапанов, отмеченных в пп. «а» и «б», происходит под влиянием разности давлений ниже и выше клапана; открытие золотников — вынужденное.

Различают:

а) весовые, или грузовые, клапаны, закрывающие отверстия под влиянием своего веса;

б) пружинные клапаны, закрывающие отверстия под влиянием веса и пружины;

в) клапаны с вынужденной посадкой, осуществляемой особым механизмом.

Заккрытие золотников вынужденное.

В зависимости от конструкции различают тарелчатые клапаны с плоской опорной поверхностью, конусные с конической опорной поверхностью, шаровые, групповые и т. д.

В условиях неустановившегося движения клапан при подъеме и посадке движется различно, причем движение это весьма сложно и подчиняется сложным зависимостям.

Основные требования, предъявляемые к клапану при его конструировании: спокойная посадка без стука, зависящая от скорости, с которой клапан садится на седло, возможно меньшее сопротивление, открытие и закрытие отверстий с меньшим запозданием возможно ближе к моментам нахождения поршня в мертвом положении.

Для расчета клапанов приводятся различные методы и приемы, базирующиеся на опытных данных.

Формула

$$h_{\text{max}} n \approx 500 - 600,$$

где h_{max} — максимальная высота подъема клапана в мм;

n — число оборотов насоса в мин.

будучи принята при расчете клапанов, должна обеспечить согласно опытам проф. Куколевского, безударную посадку.

Существуют и иные, основанные на опыте методы подбора и расчета клапанов для достижения посадки их без стука.

Существенными элементами в расчете являются скорость через отверстие в клапане и сопротивление в клапане, возникающее вследствие изменения здесь величины и направления скорости движения. Скорость движения в клапане меняется, подъем его также меняется, изменяются и сопротивления.

На фиг. 105 показана кривая изменений потери напора в клапане $h_{\text{кл}}$ на протяжении хода поршня. Как видно из кривой, потеря напора в начале хода поршня наибольшая, а далее почти постоянная. Объясняется это тем, что в момент начала движения клапана необходимо преодолеть его инерцию.

Можно принять для одного из типов насосов (фиг. 106):

$$\frac{\pi d_2^2}{4} v_2 = \mu \pi d_2 h v_3 = F \quad 1,57 u_{cp},$$

где d_2 — диаметр клапанной коробки (седла) непосредственно перед клапаном (d_3 несколько больше d_2);

v_2 — скорость движения жидкости непосредственно перед клапаном в м/сек;

v_3 — скорость движения в клапане при его открытии (фиг. 107).

Для наибольшей скорости движения поршня

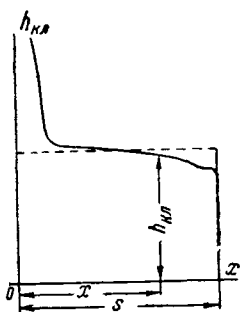
$$v_2 = 1,57 u_{cp} \frac{4F}{\pi d_2^2} \text{ м/сек};$$

$$v_3 = 1,57 u_{cp} \frac{F}{\mu \pi d_2 h} \text{ м/сек.}$$

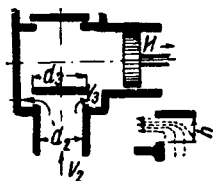
При расчете клапанов существенными являются:

1) скорость движения v_3 в отверстиях всасывающего клапана в зависимости от предположенной высоты всасывания, числа оборотов и пр.;

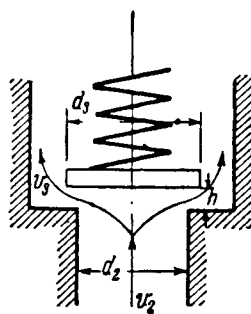
2) то же для нагнетательного клапана в зависимости от высоты нагнетания, степени чистоты жидкости и пр.,



Фиг. 105



Фиг. 106



Фиг. 107

3) высота подъема клапана в зависимости от числа оборотов, величины насоса, условий безударной посадки и т. д.

Скорость v_3 в зависимости от высоты всасывания может быть по Haeder'у примерно в следующих пределах:

$H_{вс}$	1,5	3	4	5	6	7	7,5 м
v_3	7	6	5	4	3	2	1,2 м/сек

Для нагнетательных клапанов скорость v_3 в зависимости от высоты нагнетания может быть принята примерно в следующих пределах:

$H_{нагн}$	20	30	50	70	125	200 м
v_3	2	2,5	3,5	4	5	6 м/сек

Потеря напора	0,30	0,45	0,85	1,1	1,8	2,5 м
---------------	------	------	------	-----	-----	-------

Для обычных насосов и чисел оборотов h принимается в пределах до 12 мм и обычно не выше 15 мм.

При отсутствии соответствующих данных для предварительных расчетов v_3 можно принимать равным примерно около 2 — 3 м. Большие v_3 принимаются при малых высотах всасывания и при больших напорах. Например, у насосов к гидравлическим прессам давлением до 50 ат v_3 принимается 8 м, всасывание при этом не имеет места. Нормально v_3 у всасывающих клапанов 2 м/сек. Сопротивление можно принимать равным примерно $0,7 \frac{v_3^2}{g}$ для тарелчатых клапанов и $0,35 \frac{v_3^2}{g}$ для конических¹.

¹ Более точные сведения и подробные исследования клапанов см. Берг, Теория поршневых насосов, перевод с нем., 1935.

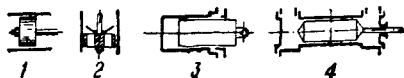
§ 37. Конструкции поршневых насосов

А. ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ НАСОСОВ

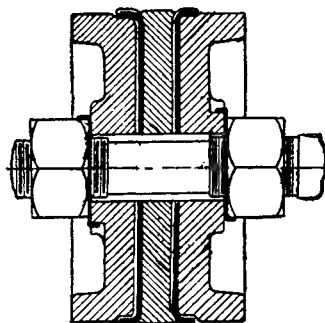
а) П о р ш н и

На фиг. 108 показаны схемы различных поршней (1 — дисковый, 2 — проходной, 3 и 4 — плунжер). На фиг. 109 показан поршень, выполненный из чугуна (реже из бронзы) с уплотняющими кольцами из кожи; на фиг. 110 — поршень с уплотняющими кольцами из дерева и на фиг. 111 — поршень с металлическими кольцами.

Деревянные уплотняющие кольца из отдельных сегментов прижимаются к стенкам цилиндра стальной пружиной. Кожа применяется для уплотнения при перекачке нейтральных вод, имеющих температуру не выше 30°, дерево — при перекачке воды, имеющей более высокую температуру. Раз-



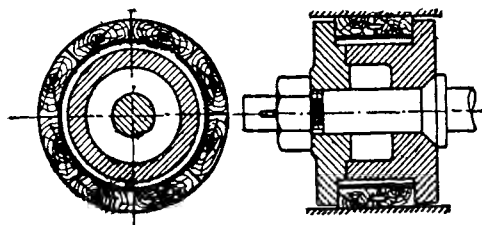
Фиг. 108



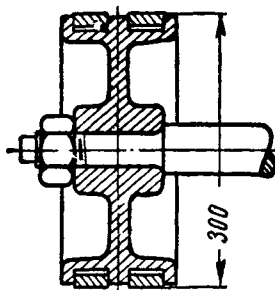
Фиг. 109

резные пружинящие металлические кольца из материала более мягкого, чем стенки цилиндра, применяются при перекачке чистой воды.

Кожаные манжеты при длительной остановке насоса высыхают и для работы с продолжительными перерывами не пригодны. В этих последних случаях иногда металлический поршень с рядом заточек на его поверхности пришлифовывают к цилиндру. Для уплотнения поршней применяется также бумажная или льняная набивка, проваренная в сале.



Фиг. 110



Фиг. 111



Фиг. 112

Плунжеры обычно выполняются из чугуна; для облегчения веса они часто делаются пустотелыми (на фиг. 112).

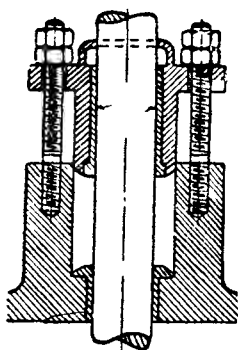
Плунжеры имеют на концах закругления и иногда заканчиваются конической поверхностью, что ведет к некоторому уменьшению сопротивлений.

б) С а л ь н и к и

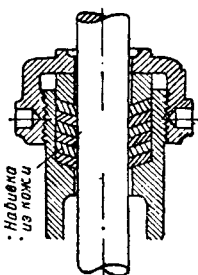
Сальники (фиг. 113) служат для уплотнения поршневых штоков и плунжеров при выходе их из цилиндров насосов. В качестве уплотняющего материала применяется хлопчатобумажная и пеньковая просаленная набивка. При больших давлениях применяется набивка из кожаных колец (фиг. 114), а для горячих жидкостей — из особых сплавов. Сальники и грундбоксы выполняются из бронзы.

а) Клапаны

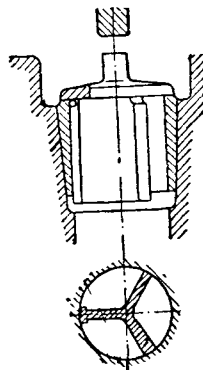
На фиг. 115 показан простой тарелчатый клапан без пружины и верхних направляющих, с нижними ребрами и плоской опорной поверхностью, он устанавливается в насосах небольшой производительности при небольшом числе



Фиг. 113



Фиг. 114



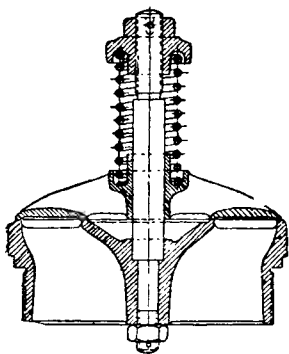
Фиг. 115

оборотов; седло выполнено в виде бронзовой втулки. Ограничитель подъема клапана расположен так, что клапан при нормальной работе не ударяется и не может выскочить из седла.

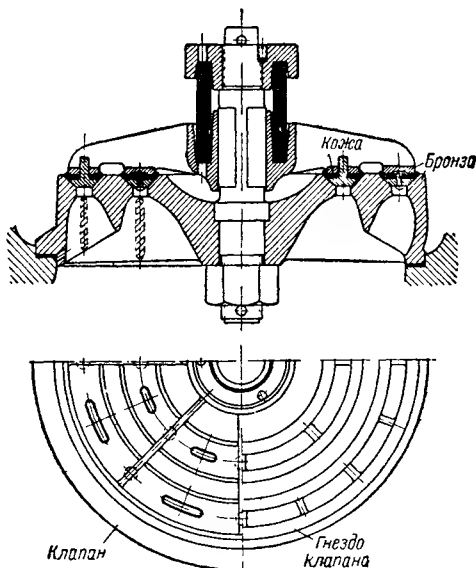
На фиг. 116 изображен клапан с пружинной нагрузкой.

На фиг. 117 изображен кольцевой клапан с концентрическими кольцами в нем, т. е. многоопорный клапан. Такой клапан при небольшой высоте подъема имеет значительное проходное сечение.

Часто один большой клапан заменяется группой клапанов (фиг. 118) небольших размеров. Такое устройство облегчает ремонт клапана, однако, при этом отдельные клапаны могут работать в разных условиях.



Фиг. 116



Фиг. 117

Конические клапаны употребляются главным образом как запорные.

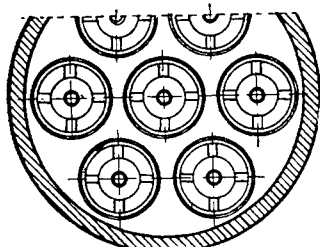
Конструкции клапанов вообще разнообразны; имеются специальные конструкции для загрязненной жидкости, быстроходных насосов и т. д.

На фиг. 119 представлена схема откидного клапана, применяемого для загрязненных жидкостей при малом числе оборотов насоса; для правильной посадки клапан может быть нагружен пружиной.

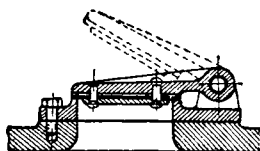
Б. ПРИВОД К ПОРШНЕВЫМ НАСОСАМ

Схемы приведения в действие поршневых насосов паровыми машинами (фиг. 120), встречающиеся и до сих пор на некоторых работающих водопроводах, в настоящее время в практике проектирования почти исключаются.

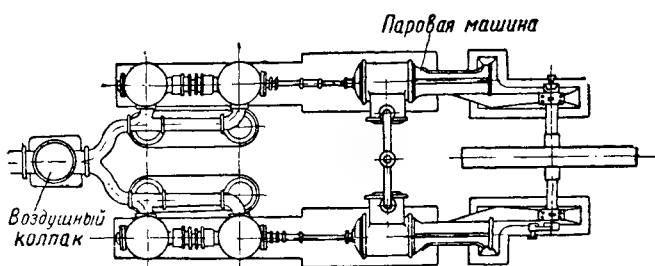
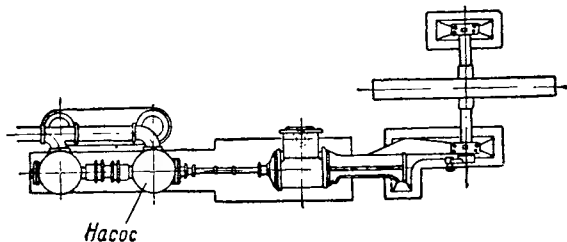
Поршневые насосы приводятся в действие при помощи ременной передачи от двигателей внутреннего сгорания, локо-



Фиг. 118



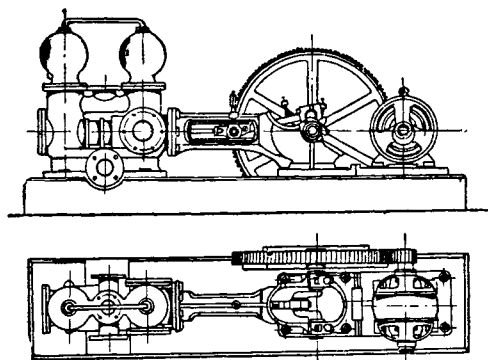
Фиг. 119



Фиг. 120

мобилей и пр. В отдельных редких случаях не исключается и привод от электродвигателя.

На фиг. 121 показан привод к насосу от электродвигателя при помощи зубчатой передачи. Последний на жел.-дор. транспорте может найти весьма ограниченное применение, так как при наличии электроэнергии чаще представится более целесообразным установка центробежных насосов, приводимых в действие электродвигателями.



Фиг. 121

Большое применение на жел.-дор. транспорте имеет непосредственное приведение в действие насоса от паровой машины без маховика и кривошипного механизма (прямодействующие насосы). Таких насосов на жел.-дор. транспорте более половины от всего установленного количества насосов.

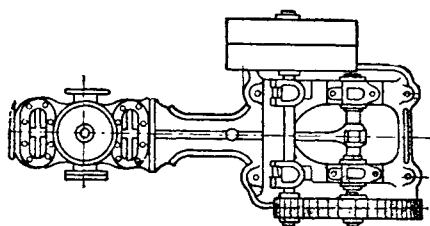
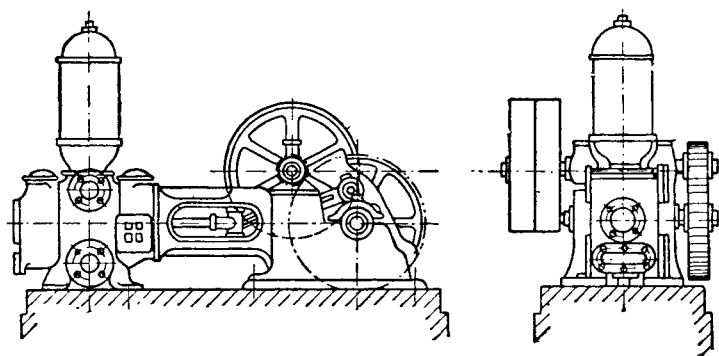
В. РАЗНОВИДНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Условиям эксплуатации на жел.-дор. транспорте по конструкции и рабочему давлению удовлетворяет ряд приводных поршневых насосов. На фиг. 122 изоб-

бражен горизонтальный одноцилиндровый насос двойного действия с зубчатой передачей производительностью от 17 до 51 м³/ч для напора до 8 ат.

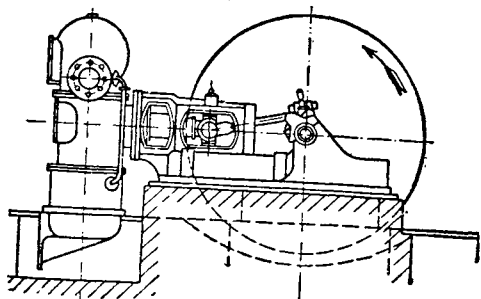
На фиг. 123 изображен горизонтальный скальчатый трехцилиндровый насос без зубчатой передачи производительностью от 19 до 150 м³/ч для напора до 8 и 10 ат. Скалки работают в наружных сальниках; цилиндры отлиты в одном корпусе и скрепляются с рамой болтами. К корпусу снизу прикреплена общая всасы-

вающая камера, служащая всасывающим воздушным колпаком. Вверху прикреплена общая нагнетательная камера, служащая одновременно в качестве небольшого воздушного колпака. Привод ременный; от шкива движение к скалкам передается трехколенчатым валом.

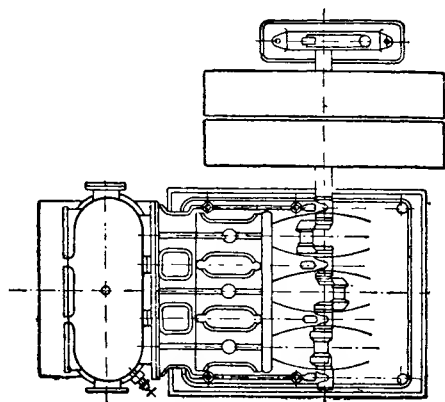


Фиг. 122

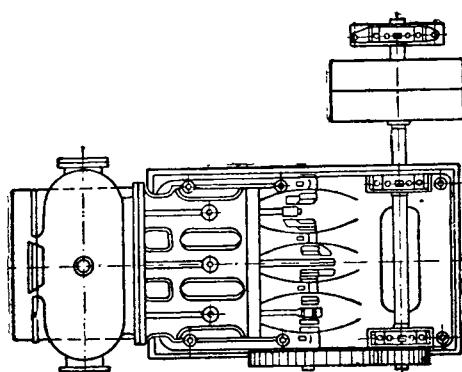
На фиг. 124 представлен горизонтальный скальчатый трехцилиндровый насос с зубчатой передачей производительностью от 19 до 150 $\text{м}^3/\text{ч}$ для напора до 15 и 20 ат. Корпус имеет устройство, аналогичное представленному на фиг. 123.



Описанные насосы выполняются из следующих материалов: цилиндры — чугунные, штоки и валы — стальные, клапаны и клапанные седла — из фосфористой бронзы, втулки сальников плунжеров — бронзовые, клапанные пружины — хромированные.



Фиг. 123



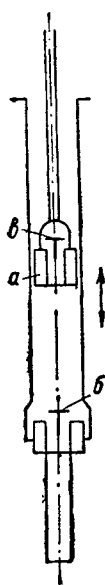
Фиг. 124

Г. ШТАНГОВЫЕ НАСОСЫ

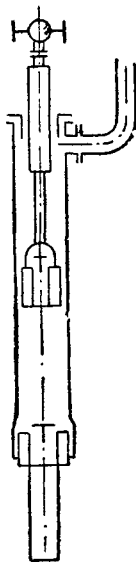
Особое место среди поршневых насосов занимают штанговые насосы.

При подъеме воды из скважин малого диаметра и глубоких шахтных колодцев нередко применяются штанговые насосы. В обсадную трубу скважины опускается водоподъемная труба с цилиндром в нижней части. В цилиндре совершает возвратно-поступательное движение проходной поршень, приводимый в движение от кривошипно-шатунного механизма лебедки, установленной на поверхности земли у устья скважины. На фиг. 125 показана схема простейшего штангового насоса. Принцип его действия заключается в следующем: при движении поршня *a* вверх открывается всасывающий клапан *б*, нагнетательный клапан *в* закрывается, и за один ход происходят всасывание и нагнетание. При обратном движении поршня нагнетается лишь небольшая часть воды, равная fS , где f — площадь штанги, S — ход поршня.

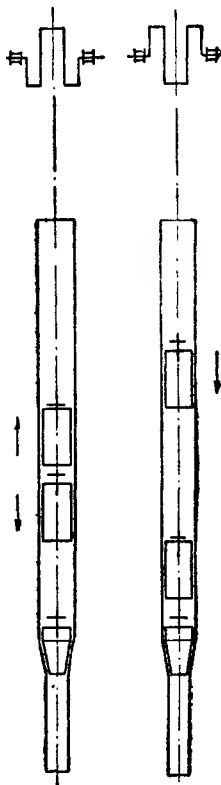
Работа насоса и двигателя неравномерна. Часто механизм, передающий движение, снабжается противовесом, частично создающим нагрузку при движении поршня вниз и облегчающим работу двигателя при движении поршня вверх. Для той же цели иногда рядом



Фиг. 125



Фиг. 126



Фиг. 127

располагают два насоса, работающие от одного коленчатого вала с кривошипами под углом 180° .

Для устранения неравномерности подачи применяют дифференциальные насосы, схема которых показана на фиг. 126. Здесь нагнетание происходит за оба хода поршня. Выравнивание подачи не ведет еще к выравниванию работы за оба хода, так как при перемене хода поршня и при закрытии или открытии нагнетательного клапана гидравлические удары передаются непосредственно на штанги и вызывают добавочные напряжения в них; силы инерции масс поршня и штанг при значительной длине последних также вызывают в них напряжения. Вес штанг и поршня, если он ничем не уравновешивается, вызывает неравномерную затрату мощности за оба хода поршня.

Для уменьшения влияния гидравлического удара стремятся уменьшить высоту нагнетания, для чего часто осуществляется только подъем воды, а не нагне-

тание ее в сеть. Нагнетание воды в сеть производится другим насосом. Иногда на нагнетательном трубопроводе устраивают воздушный колпак.

Вредное действие инерционных сил смягчается уменьшением числа ходов насоса.

Вес штанг и поршня может быть уравновешен специальным противовесом или гидравлическим или пневматическим путем.

При больших производительностях для более равномерной нагрузки за оба хода поршня применяются конструкции штанговых насосов с двумя поршнями, работающими таким образом, что когда один поршень идет вниз, другой идет вверх.

На фиг. 127 показана схема такого насоса. Штанга верхнего поршня трубчатая, штанга нижнего поршня проходит в ней. Привод осуществляется от общего коленчатого вала. При расхождении поршней нагнетание осуществляется верхним поршнем, всасывание идет через нижний; при сближении поршней нижний поршень нагнетает через верхний и одновременно имеет место и всасывание.

Штанговые насосы имеют применение в артезианских скважинах небольшого диаметра (до 200 мм); при больших диаметрах целесообразнее применять центробежные насосы с вертикальным валом.

К. п. д. штанговых насосов достаточно высок и колеблется от 0,65 до 0,80 в зависимости от конструкции их.

В эксплуатации штанговые насосы имеют целый ряд недостатков: обрывы штанг, затруднительность осмотра и своевременного ремонта цилиндра и поршня, быстрый износ частей и т. д.

При наличии в воде песка может происходить заклинивание поршня и порча цилиндра.

При больших глубинах число ходов насоса принимают 20 — 30 в 1 мин. При небольших глубинах скважин встречаются быстроходные штанговые насосы с числом ходов до 150 в 1 мин.

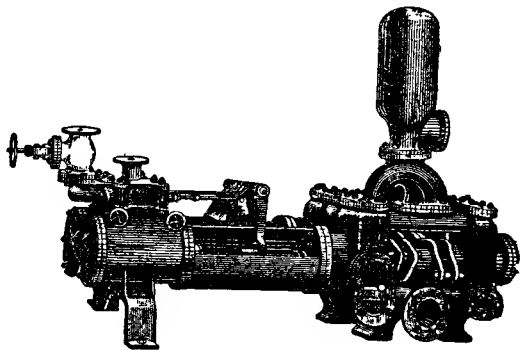
Изготовление штанговых насосов на заводах СССР в настоящее время почти не имеет места.

§ 38. Паровые прямодействующие насосы

Насосы, приводимые в действие паровыми машинами, называются паровыми. Насосы эти делятся на насосы с кривошипным механизмом и маховиком, обеспечивающим равномерность вращения вала, и насосы без маховика.

Паровая часть в насосах с маховиком выполняется в виде машины простого, двойного или тройного расширения, а сами насосы без паровой части за исключением привода часто мало отличаются от приводных; во втором случае насосы называются прямодействующими и отличаются от приводных насосов.

Прямодействующие насосы имеют большое распространение на жел.-дор. транспорте. На фиг. 128 представлен один из таких насосов. Кривошипный механизм и маховик здесь отсутствуют. Паровой



Фиг. 128

и водяной цилиндры расположены на одной оси, поршни их соединены общим штоком и движутся с постоянной скоростью почти на всей длине хода под действием давления пара, неизменным в течение всего хода; отсечки пара, расширения его и пр., как это имеет место у обычных паровых машин, здесь нет.

Паровой цилиндр должен иметь лишь парораспределительное устройство для изменения направления движения пара в цилиндре, т. е. для изменения направления движения поршня.

Типы и конструкции прямодействующих паровых насосов разнообразны. Они делятся на:

- а) насосы одноцилиндровые двойного действия — симплекс;
- б) насосы двухцилиндровые четырехкратного действия — дуплекс.

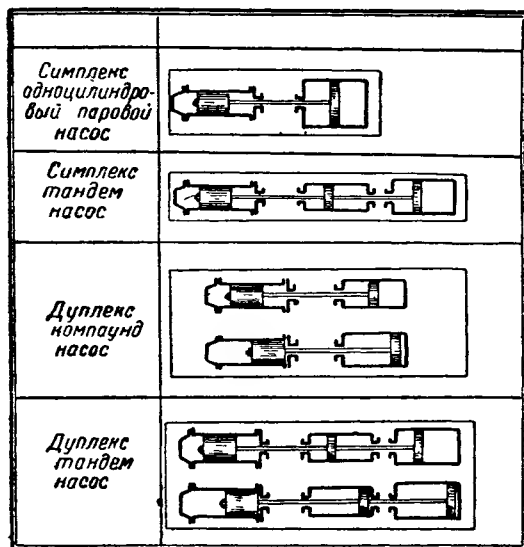
В зависимости от степени использования пара насосы делятся на:

а) насосы с одним паровым цилиндром, работающие без расширения пара;

б) насосы с двумя паровыми цилиндрами, работающие с расширением пара; расширение не в пределах одного цилиндра, а при переходе из цилиндра меньшего диаметра в цилиндр большего диаметра; тандем-цилиндры высокого и низкого давлений на одной оси и компаунд-цилиндры высокого и низкого давлений рядом; пар из цилиндра высокого давления поступает в цилиндр низкого давления;

в) насосы с тремя паровыми цилиндрами, работающие с двойным расширением пара.

Схемы ряда насосов показаны на фиг. 129 (переход пара из цилиндров высокого давления в цилиндры низкого давления на схемах не показан).



Фиг. 129

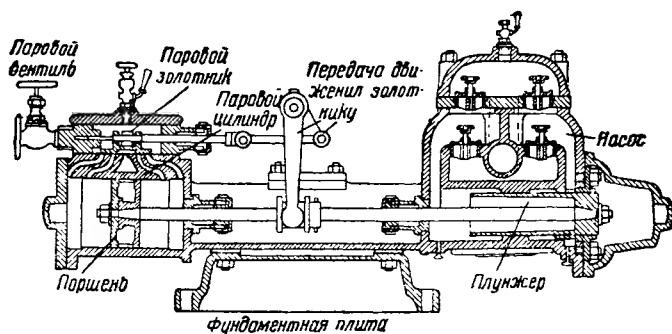
По расположению оси насосы делятся на горизонтальные и вертикальные. Среди последних встречаются особые конструкции шахтных насосов и т. д.

Наибольшее распространение в водоснабжении на жел.-дор. транспорте получили прямодействующие двухцилиндровые насосы четырехкратного действия системы Вортингтон. В котельных для питания небольших котлов и для перекачки нефти встречаются одноцилиндровые насосы двойного действия системы Блек.

На фиг. 130 дан разрез насоса системы Вортингтон.

Существенной частью конструкции является парораспределительное устройство. Схема работы распределительного устройства одного из насосов показана на фиг. 131, а, 131, б, 131, в и 131, г. Пар по каналу 1 поступает в паровой цилиндр I (положение 1-е), поршень движется вправо; в правой части цилиндра I пар выходит через канал 2. При помощи муфты 4 и системы рычагов, поводков и пр. 5, 6, 7 и 8 и золотникового штока 9 золотник цилиндра II перемещается вправо и открывает паровпускной канал 10 в левой части парового цилиндра II.

Поршень цилиндра II перемещается вправо (положение 2-е); при движении штока 11 при помощи системы рычагов и пр. 12, 13 и 14 и золотникового штока 15

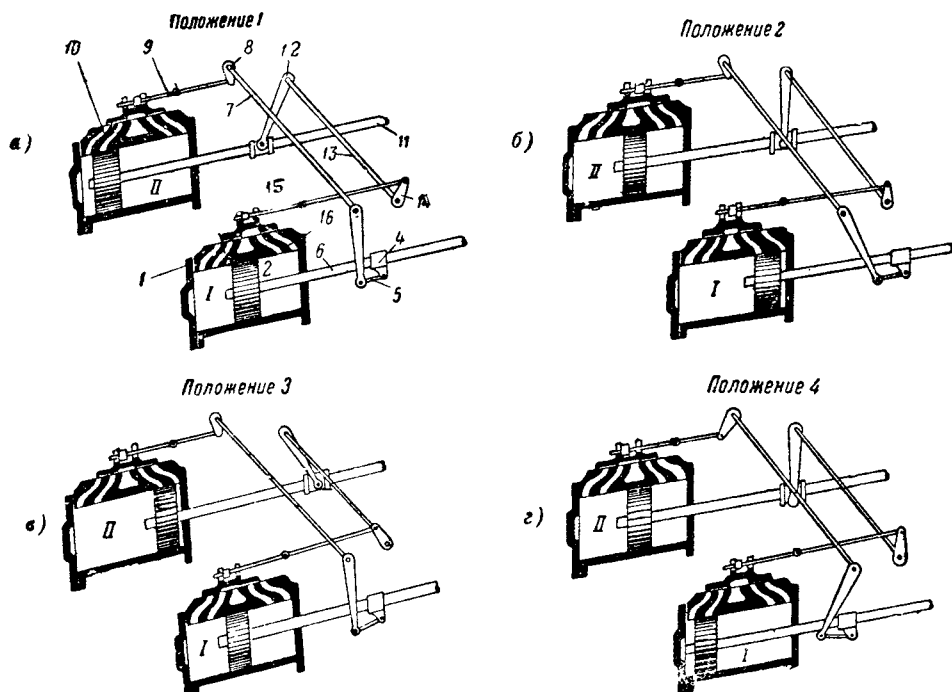


Фиг. 130

золотник цилиндра I начнет перемещаться влево, перекроет окна каналов 7, 16 и 2, а поршень цилиндра I, передвигаясь вправо, закроет паровыпускной канал 2.

Так как в правой части цилиндра I остается некоторое количество пара вследствие его упругости, то дальнейшее движение поршня затормозится.

При дальнейшем перемещении золотника влево откроются паровпускное окно 16 и паровыпускной канал. Свежий пар поступает в правую часть цилиндра I; отработанный пар выходит через канал; поршень цилиндра I движется влево и т. д., как это показано на схемах а, б, в и г. Парораспределение так устроено и отрегулировано, что золотник одного цилиндра, связанный с движением поршня другого цилиндра, запаздывает на $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{4}$ сек. при изменении своего хода; вследствие этого поршни в своих мертвых положениях несколько



Фиг. 131

задерживаются, а это дает возможность осуществить правильную посадку клапанов в водяных цилиндрах, где при движении поршня (скалки) осуществляются всасывание и нагнетание.

Насосы отличаются простотой конструкции и надежностью в работе; уход за ними прост. Регулирование производительности осуществляется большим или меньшим открытием или закрытием паровпускного вентиля, что приводит к изменению числа ходов. Частично эта регулировка может производиться и изменением длины хода. Насосы могут быть пущены в любом положении поршней и при наличии пара постоянно готовы к пуску.

Между необходимым давлением пара в котле, размерами поршней парового и водяного цилиндров и общей высотой подачи существует следующая зависимость:

$$\eta(\alpha p_k - p_0) - \frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{H}{10} \cdot \frac{\pi D_s^2}{4},$$

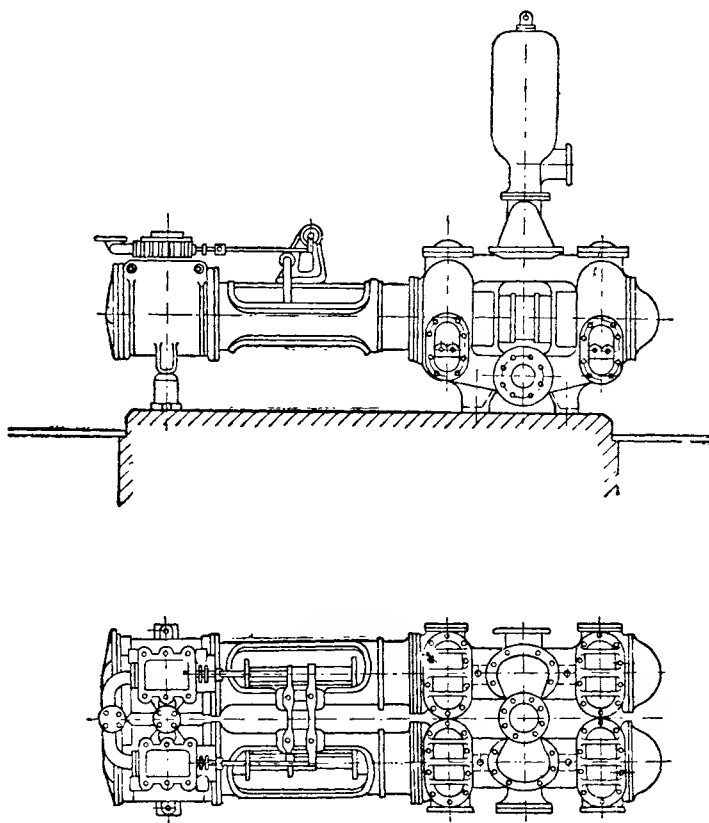
где η — к. п. д. насоса около 0,8;

α — коэффициент, характеризующий среднее рабочее давление пара на поршень;

α p_k — принимается равным 0,9 p_k — 0,5 ат;
 p_k — абсолютное давление пара в котле в ат;
 p_0 — абсолютное давление мягкого пара, выпускаемого в атмосферу (1,1 — 1,2 ат);
 D_n — диаметр поршня парового цилиндра;
 D_s — диаметр поршня водяного цилиндра;
 H — общая высота подъема.

Расход пара до 35 — 40 кг на 1 ЛС-ч.

Применение насосов компаунд или тандем с двойным расширением пара позволяет увеличить экономичность установки (расход пара до 25 — 30 кг на 1 ЛС-ч,) однако благодаря большей сложности конструкции, а часто и отсут-



Фиг. 132

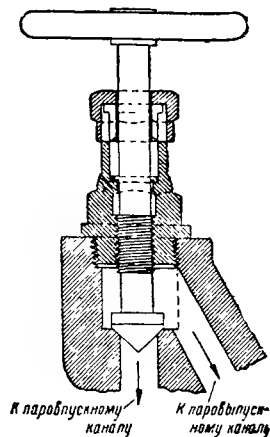
ствию этих насосов в производстве использование их ограничено, тем более, что для больших мощностей они могут быть заменены поршневыми насосами, применимыми в действии локомотивами.

Зная расход пара, можно определить необходимую поверхность нагрева котла; последняя получается делением общего количества пара на количество пара, снимаемого с 1 м² поверхности котла в час.

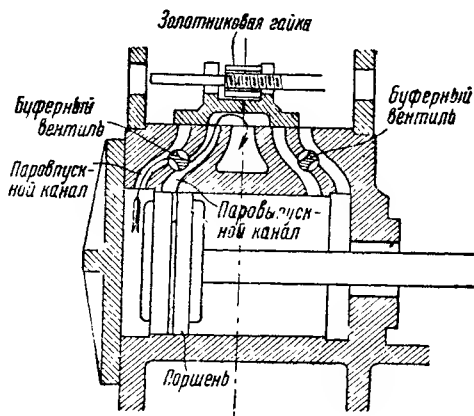
На фиг. 132 представлен паровой прямодействующий горизонтальный скальчатый насос дуплекс системы Вортингтон производительностью от 15 до 100 м³/ч для напоров до 15 ат.

Для регулирования степени сжатия остающегося в цилиндре пара насосы имеют буферные вентили (фиг. 133), позволяющие осуществлять перепуск некоторого количества пара в паровыпускной канал и далее в выхлопную трубу. Буферные вентили регулируют ход поршня. Расположение буферных вентилей

на паровом цилиндре показано на фиг. 134. Благодаря большому расходу пара насосы работают неэкономично, однако, при использовании отработанного пара для отопления, подогрева питательной воды и т. д. экономичность установки несколько повышается; по сравнению с расходом пара на 1 ЛС-ч у паровых машин с охлаждением пара (5—10 кг) и локомотивов (6—8 кг) расход пара большой.



Фиг. 133



Фиг. 134

Уход за насосами

Паровые прямодействующие насосы имеют очень большое распространение на жел.-дор. транспорте, поэтому необходимо кратко остановиться на уходе за ними.

Перед первым включением насоса в работу все части его должны быть тщательно осмотрены; при этом должны быть сняты крышки цилиндров и золотниковых коробок и смотровых люков клапанных коробок, проверены внутренние поверхности и обработанные места, клапаны, сальники, все шарнирные соединения тяг, штоков, арматура и т. д.

Убедившись в исправности насоса, наполняют масленки, смазывают ручной масленкой все шарнирные соединения, заливают насос и всасывающую линию водой (при небольшой всасывающей линии насос всасывает и без предварительного заполнения водой) и включают его в работу.

Пуску насоса, т. е. постепенному открытию вентиля на паровой трубе, предшествует открытие краников масленок и необходимых задвижек.

Равномерность хода поршней регулируется буферными вентилями с таким расчетом, чтобы в цилиндрах не было стука. Необходимо следить за объемом воздуха в напорном воздушном колпаке (воздух должен занимать примерно $\frac{2}{3}$ объема колпака) и в случае необходимости впускать его; необходимо следить за сальниками.

Остановка насоса производится закрытием парового вентиля и далее закрытием задвижки на напорной линии.

При остановках на значительный промежуток времени необходимо спустить воду из насоса и протереть трущиеся и обработанные части.

Во время работы насоса наблюдают за показаниями манометра и вакуумметра. Значительные колебания стрелки манометра указывают на недостаточность воздуха в воздушном колпаке или неисправность клапанов; значительные колебания стрелки вакуумметра — на засорение всасывающего клапана или линии, пропуск воздуха и т. д.

Неравномерность хода может быть вызвана неправильной установкой золотников.

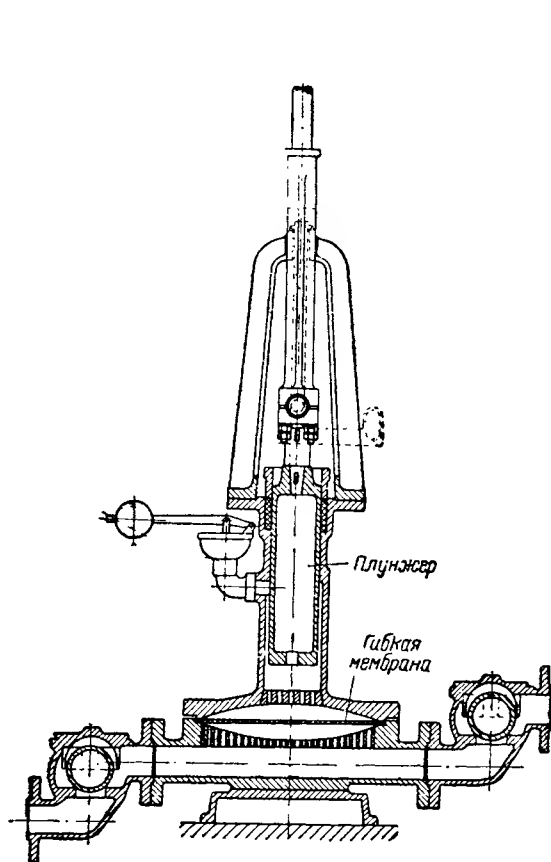
Пропуск воды и пара в крышках, сальниках и пр. не должен иметь места; с другой стороны, сальники не должны быть чрезвычайно затянуты.

Капитальный ремонт производится в назначенные сроки и при неисправном состоянии отдельных частей; текущий и предупредительный — примерно один-два раза в месяц.

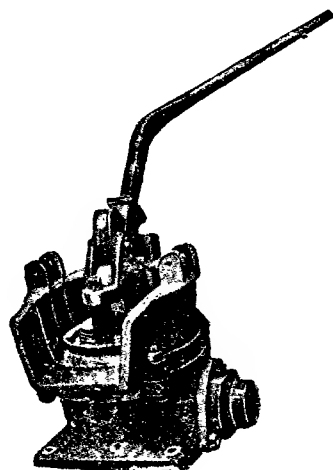
§ 39. Некоторые специальные конструкции поршневых насосов

Мембранные насосы

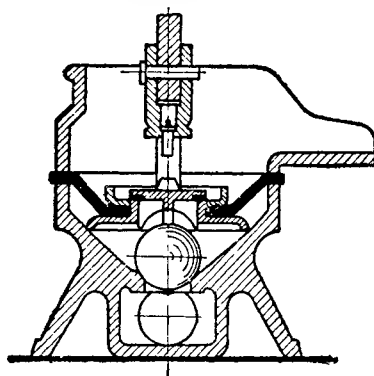
В практике водоснабжения мембранные, или диафрагмовые, насосы встречаются при перекачке кислых растворов (влияющих на металл) на сооружениях для обработки воды, при откачке воды из траншей и т. д. На фиг. 135 показан



Фиг. 135



Фиг. 136



Фиг. 136а

один из мембранных насосов. Конструкция отличается тем, что здесь гибкая резиновая мембрана зажата между двумя частями корпуса насоса. Между мембраной и поршнем находится жидкость, не действующая разъедающим образом на трущиеся металлические части насоса.

На фиг. 136 и 136а представлен ручной диафрагмовый насос (лягушка), применяемый для откачки грязной воды на строительных работах.

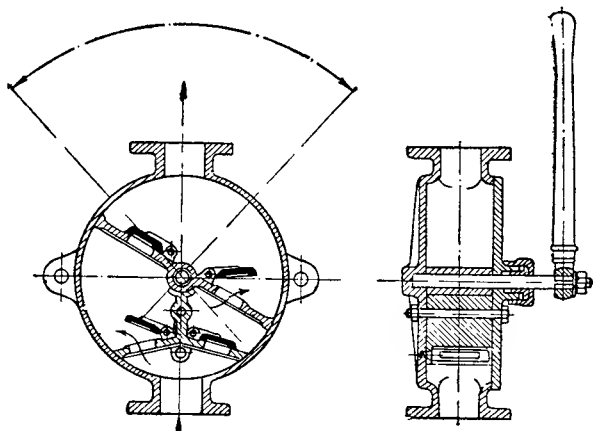
Техническая характеристика диафрагмового насоса приведена в табл. 14.

Таблица 14

Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Диаметр отверстия в мм	Производительность в л/мин (при 40 двойных ходах)	Вес в кг
От 150 до 350	250	От 78 до 175	От 320 до 1 760	От 136 до 425

Насосы Альвейер

На фиг. 137 представлен насос с качающимся проходным поршнем, или крыльчатый насос Альвейер двойного действия. Сущность действия насоса состоит в том, что при движении крыльев вокруг оси одни полости увеличиваются, и происходит всасывание, другие уменьшаются, и происходит нагнетание. η_0 до-



Фиг. 137

ходит до 0,8 — 0,9; насосы эти очень просты и удобны в эксплуатации. Производительность их колеблется в пределах 20 — 320 л/мин при числе колебаний до 40 в 1 мин. Насосы Альвейер ручные, но могут быть приспособлены для привода от трансмиссии.

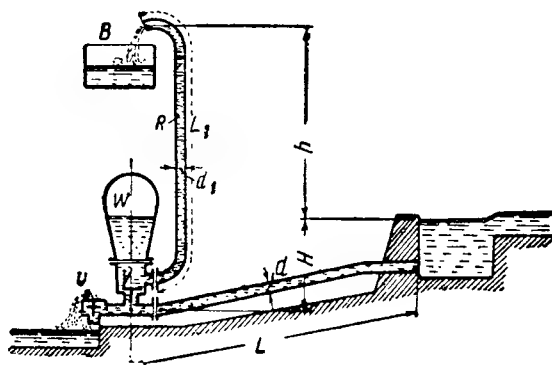
ГЛАВА III

ДРУГИЕ ВИДЫ ВОДОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

§ 40. Гидравлический таран

Гидравлический таран может применяться в небольших водоснабжениях в тех случаях, когда необходимо поднять на некоторую высоту относительно небольшое количество воды по сравнению с расходом источника и при возможности использовать некоторое падение потока. Для больших количеств поднимаемой воды и для загрязненной воды гидравлический таран применения не имеет.

Схема установки дана на фиг. 138. При заполненном водой таране в состоянии покоя ударный клапан U с грузом прижат к своему седлу — закрыт. Если клапан U открыть (нажатием руки), то вода из T пойдет по трубопроводу и будет выходить через открытый клапан U . Если клапан отпустить, то он сразу



Фиг. 138

закроется потоком движущейся воды и вызовет гидравлический удар; в результате удара возрастет давление, откроется клапан V , и вода устремится в воздушный колпак W и напорный трубопровод R . Далее последует падение давления, клапаны U и V упадут. При этом клапан U открывается, а клапан V закрывается. Через клапан U вода идет на вылив и явление повторяется.

Пусть q м³/сек — количество воды, перекачиваемое в резервуар B ;

q_1 м³/сек — количество воды, проходящее через клапан U ;

Q м³/сек — расход источника.

Значения L , d , L_1 , d_1 , h и H ясны из фигуры.

Общий к. п. д. гидравлического тарана определяется, как $\frac{q h}{q_1 H}$; при $\frac{h}{H}$ не более 9, η принимают равным:

$$0,258 \sqrt{12,8 - \frac{h}{H}},$$

η при $\frac{h}{H}$ более 9 — уменьшается против значения его, определяемого по формуле. η определяют и по другим формулам; h — обычно принимают равным от 5 до 10 H ; к. п. д. тарана в зависимости от отношения $h:H$ представляется примерно в следующем виде:

$$\frac{h = H \mid 3H \mid 5H \mid 7H \mid 10H}{\eta = 0,9 \mid 0,8 \mid 0,72 \mid 0,62 \mid 0,43}$$

$$Q = q + q_1 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Так как

$$\eta = \frac{q h}{q_1 H} = \frac{q h}{(Q - q) H},$$

то

$$\eta (Q - q) H = q h;$$

$$\eta Q H = q (h + \eta H),$$

откуда

$$q = \frac{\eta}{\frac{h}{H} + \eta} Q \text{ м}^3/\text{сек.}$$

H в зависимости от местных условий колеблется от 0,75 м до 20 м; h — до 100 м.

§ 41. Водоструйные приборы

Струйные приборы основывают свое действие на присасывании жидкости в пространстве с уменьшенным давлением.

Классификация струйных приборов в зависимости от используемой рабочей жидкости дана в табл. 15.

Таблица 15

Движущая сила	Поднимаемая жидкость	Название
Пар » Вода	Вода » »	Паровой инжектор Паровой эжектор Водоструйный эжектор

Паровым инжектором называют водоструйный прибор для питания парового котла, а эжектором — для откачки воды из колодца, котлована и т. д.

На фиг. 139 показана схема эжектора для откачки грязной воды. Пар подается в трубу a и вместе с засасываемой водой выходит в трубу c . Производительность подобных эжекторов может колебаться в пределах от 1,5 до 35 м³/ч.

При незначительном всасывании или отсутствии всасывания в зависимости от давления пара можно достигнуть примерно следующей высоты подъема:

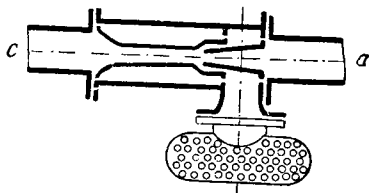
Давление пара	1	2	3	4	5 ат
Высота подъема	4	12	20	30	40 м

При увеличении высоты всасывания высота подъема уменьшается до 5—12 м. Вообще подача и подъем зависят от расхода и давления рабочей жидкости.

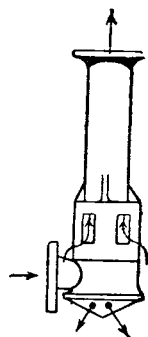
К. п. д. эжекторов около 0,2, редко несколько выше.

Эжекторы могут применяться в стационарных установках, а также при временном водоснабжении для снабжения водой паровозов.

На фиг. 140 представлен водоструйный эжектор, который используется для откачки осадков, ила и пр. Струйные приборы могут применяться как воздушные насосы для создания вакуума.



Фиг. 139

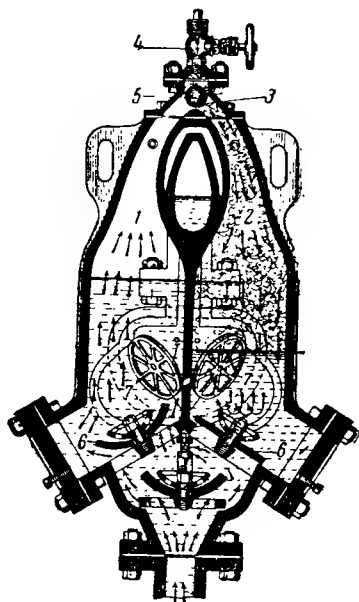


Фиг. 140

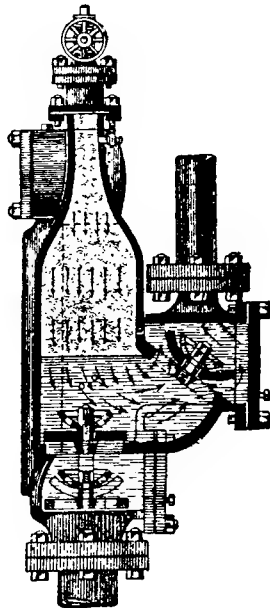
§ 42. Пульзометры

В пульзометре для подъема воды или иной жидкости используется давление пара.

Принцип действия пульзометра состоит в том, что вследствие конденсации пара в замкнутом пространстве образуется разрежение и сюда устремляется вода (жидкость), а затем под давлением пара эта вода (жидкость) вытесняется в



Фиг. 141



Фиг. 141a

нагнетательный трубопровод. Пульзометры отличаются главным образом устройством распределительного органа и бывают простого и двойного действия. Последние получили наибольшее распространение, в них всасывание и нагнетание происходят в двух камерах.

На фиг. 141 и 141a изображен пульзометр, состоящий из двух камер 1 и 2, над которыми помещается головка 5 с паровым вентилем 4 и шаровым клапаном 3, перекрывающим поочередно обе камеры 1 и 2 (в некоторых конструкциях клапан

выполнен в виде качающегося язычка). Каждая камера в нижней своей части имеет всасывающий клапан 6. В общей нагнетательной камере, к которой ведут каналы, размещены нагнетательные клапаны 7.

Ниже всасывающих клапанов находится общий приемный клапан.

На фиг. 141а видны всасывающий и нагнетательный трубопроводы и небольшой воздушный колпак, связанный со всасывающей трубой каналом, т. е. выполняющий роль всасывающего колпака. На фиг. 141 видны каналы, соединяющие камеры 1 и 2 между собой и служащие для ускорения конденсации пара в соседней камере при попадании в нее холодной воды, и каналы, соединяющие каждую из камер с общей нагнетательной камерой, что дает возможность заполнить пульзометр из напорного трубопровода. Заполнение пульзометра перед первым его пуском может производиться через воронку.

Для спуска воды из пульзометра при длительной его остановке во избежание замерзания воды в нижних частях его предусмотрены пробки. Работа пульзометра протекает следующим образом: по открытии парового вентиля 4 пар в зависимости от положения шарика 5 устремляется в одну из камер, например, 2, и вытесняет находящуюся там воду через нагнетательный клапан 7 в напорную трубу. К некоторому моменту часть пара конденсируется, далее конденсация его ускоряется благодаря вбрызгиванию воды из соседней камеры (через канал), давление пара падает, шарик перекроет камеру 2, пар устремится в камеру 1, а в камере 2 образуется разреженное пространство, и здесь происходит всасывание и т. д. Число колебаний клапана 16—50 в 1 мин.

В табл. 16 приведены ориентировочные технические данные, характеризующие некоторые пульзометры.

Таблица 16

Характеристика	Различные пульзометры						
Производительность в л/мин при высоте подачи в м . . .	5 м	160	340	600	1 150	1 700	3 000
	10 »	140	320	560	1 050	1 600	2 700
	20 »	90	220	450	850	1 300	2 000
	30 »	60	150	310	640	950	1 500
Размеры в мм							
Высота	—	500	690	830	1 015	1 225	1 630
Ширина	—	360	460	560	650	760	1 035
Размеры труб в мм							
Паровая	—	6	10	13	19	25	40
Напорная	—	25	40	70	100	125	150
Всасывающая	—	32	50	80	100	150	175
Примерный вес в кг	—	40	85	140	225	350	750

Включение и остановка пульзометра производятся открытием и закрытием парового вентиля; обслуживание его чрезвычайно просто, но расход пара большой—50 кг/ЛС-ч и более. Заграничные заводы строят их производительностью до 10 000 л/мин и больше; высота всасывания такая же, как и у насоса (разрежение при конденсации пара способствует осуществлению вполне удовлетворительного всасывания); высота нагнетания до 40 м, а в некоторых случаях и до 50 м.

Минимальное давление пара согласно данным практики примерно на 2—3 ат больше высоты подачи (в ат). Излишнее давление пара приводит к более частым переключениям клапана (шарика) и большей производительности.

Пульзометр нагревает подаваемую воду примерно в следующих пределах:

Высота подъема до 10 м	увеличение температуры	1,5—2°
» » 10—20 м	» »	2—3,5°
» » 20—30 »	» »	3,5—5°
» » 30—40 »	» »	5—7°
» » 40—50 »	» »	7—9°

В отдельных случаях это тепло используется полезно. При отсутствии пара достаточного давления пульзометры могут быть смонтированы один над другим. Для больших высот подъема некоторые заводы также рекомендуют такую установку пульзометров.

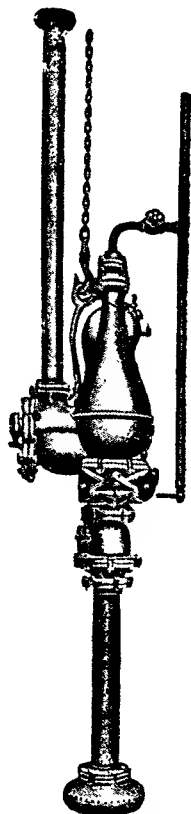
Пульзометр для временного водоснабжения может применяться на жел.-дор. транспорте довольно широко.

На фиг. 142 и 143 показан пульзометр, пристроенный к небольшому котлу и подвешиваемый на цепях; на фиг. 144—установка пульзометра для временного водоснабжения.

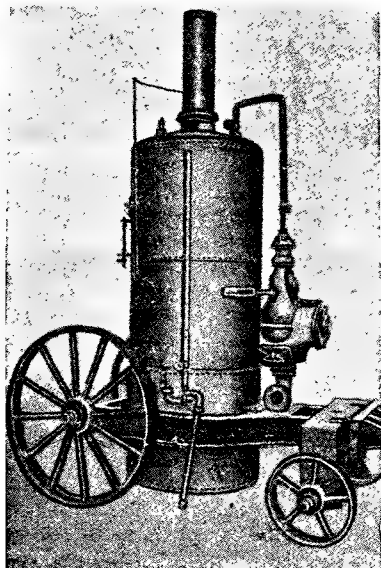
§ 43. Эрлифты

Принцип действия эрлифта заключается в том, что столб воды, насыщенной подаваемым через особую трубу воздухом (фиг. 145), имеет меньший вес, чем такой же столб воды. Разность этих весов заставляет подниматься на определенную высоту смесь воды и воздуха (эмульсии)—так осуществляется подъем. Схема устройства показана на фиг. 146; H —расстояние от места ввода воздуха в форсунку до излива; h —расстояние от динамического уровня до излива; h_0 —расстояние от статического уровня до земли; h_1 —расстояние от земли до излива.

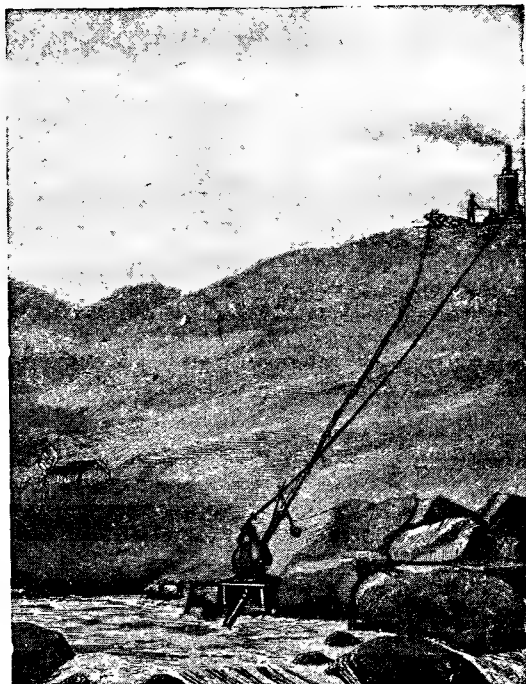
Энергия, используемая в эрлифте, — это энергия, заключенная в объеме сжатого воздуха, подающегося компрессором в соответствующую часть трубы, а дви-



Фиг. 143



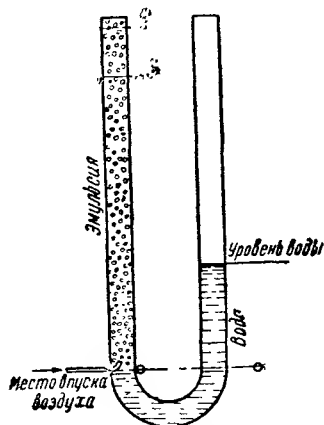
Фиг. 142



Фиг. 144

жущая сила представляет собой разность между гидростатическим давлением воды, с одной стороны, и смеси воды с пузырьками воздуха, имеющей больший объем и меньший удельный вес, — с другой. Высота подъема может быть тем больше, чем меньше плотность смеси. Таким образом, для осуществления подъема воды эрлифтом в скважину ниже динамического уровня опускают водоподъемную трубу и на некоторой глубине вдувают в нее сжатый воздух. По выходе из трубы на поверхность земли вода освобождается от воздуха.

Эрлифты применяются для подъема воды из скважин, в нефтескважинах, а также при подъеме других жидкостей, действующих разъедающим образом на части насосов. В водоснабжении на жел.-дор. транспорте эрлифты имеют широкое применение. Преимущества эрлифтов заключаются в простоте и надежности устройства, так как при этом нет в скважине никаких движущихся частей. Двигатель находится на поверхности земли; части системы, находящиеся в скважинах, почти не приходится извлекать наружу. Наблюдение, уход и ремонт — легкие и простые; необходимо лишь наблюдение за компрессором и двигателем. При подаче воды с песком (при пробной откачке или в некоторых случаях в начале эксплуатации скважины) отдельные части установки не портятся.



Фиг. 145

Компрессорная установка может быть расположена в любом удобном месте, и целый ряд скважин связан с одной центральной установкой, что создает известную простоту в работе.

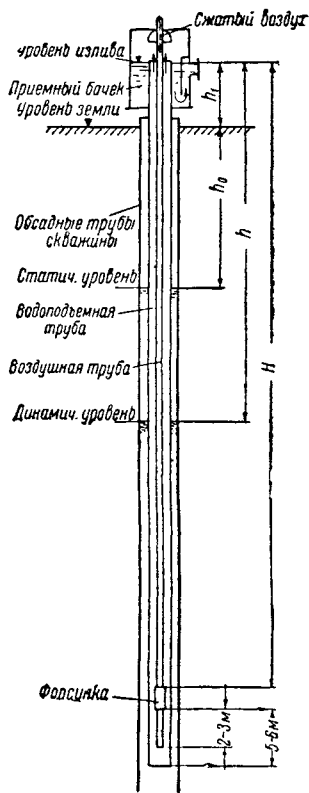
Большим преимуществом эрлифтов является аэрация в тех случаях, конечно, когда в ней есть необходимость (обезжелезивание, освобождение воды от

сероводорода). При подъеме воды эрлифтом происходит перемешивание и насыщение воды воздухом, способствующие и облегчающие в этом случае дальнейшие процессы обработки воды. Некоторая кривизна скважин не имеет решающего значения при подъеме воды эрлифтами.

Эрлифты широко применяются для пробных откачек, для выявления дебита скважин и условий их работы. Изготовление их частей простое, монтаж несложен.

К. п. д. эрлифтов невысок — в среднем около 0,20 — 0,30, включая и компрессорную установку, причем он часто бывает еще ниже при неправильном устройстве, неправильной глубине погружения и неправильном соотношении размеров труб и отдельных частей. Для удовлетворительного действия эрлифта нужно, чтобы скважина имела глубину, примерно вдвое большую высоты подъема, считая от динамического уровня.

Основными частями оборудования являются двигатель (электрический, паровой, нефтяной и т. д. в зависимости от местных условий), компрессор для нагнетания воздуха с ресивером для него и устройством для улавливания влаги и пр., трубопроводы и особая нижняя часть подъемника — форсунка. Ресивер является приемником для воздуха и служит для регулирования давления последнего и выделения из воздуха части захваченной им влаги. Ресивер распо-



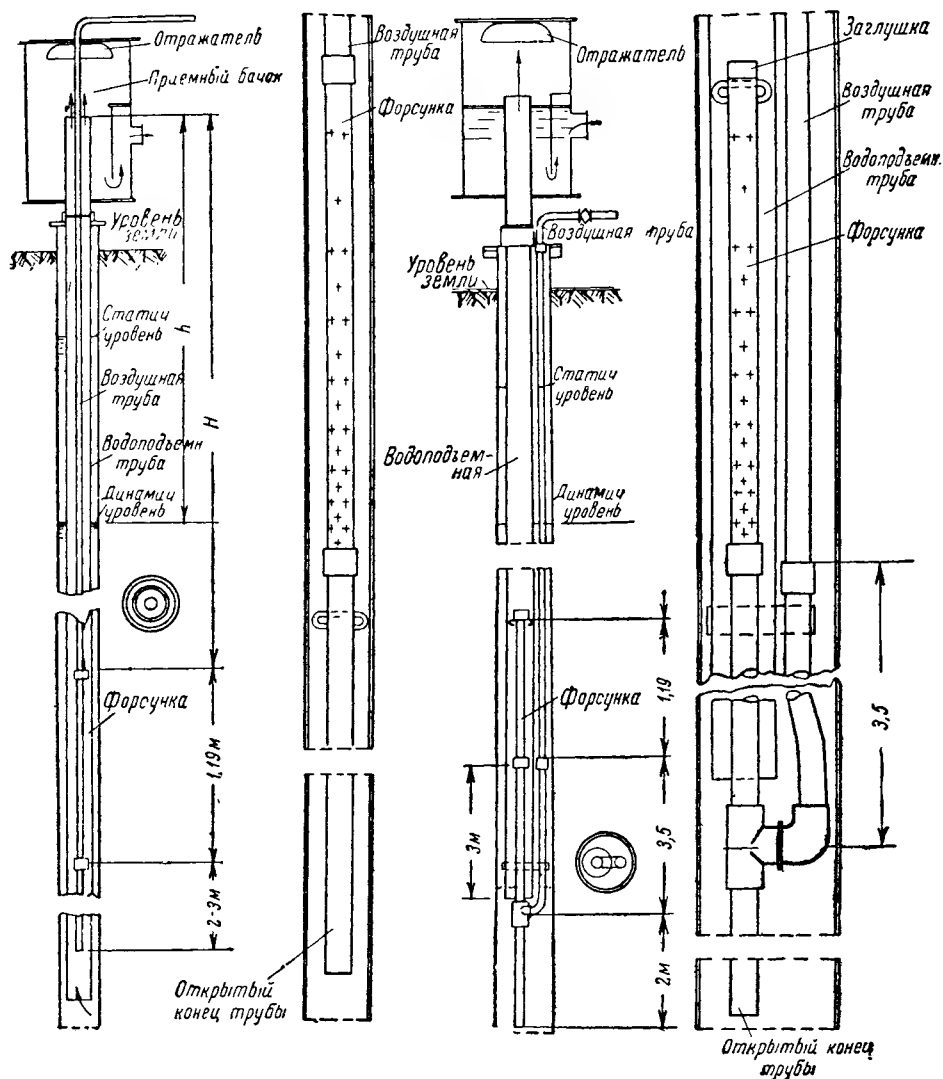
Фиг. 146

лагается рядом с компрессором; у ресивера устанавливаются приборы для улавливания влаги.

Улавливание влаги из воздуха необходимо в тех случаях, когда температура окружающего воздуха может быть ниже температуры замерзания воды, и воздухопроводы должны быть защищены от замерзания. Нижняя часть воздушной трубы, место ее соединения в скважине с трубой, подающей воду, выполняется

Расположение труб концентрически

Расположение труб рядом



Фиг. 147

конструктивно различно и является существенной частью системы; основная конструктивная задача заключается здесь в правильном введении воздуха и тщательном смешивании его с водой.

На фиг. 147 показаны эрлифты с дырчатыми форсунками.

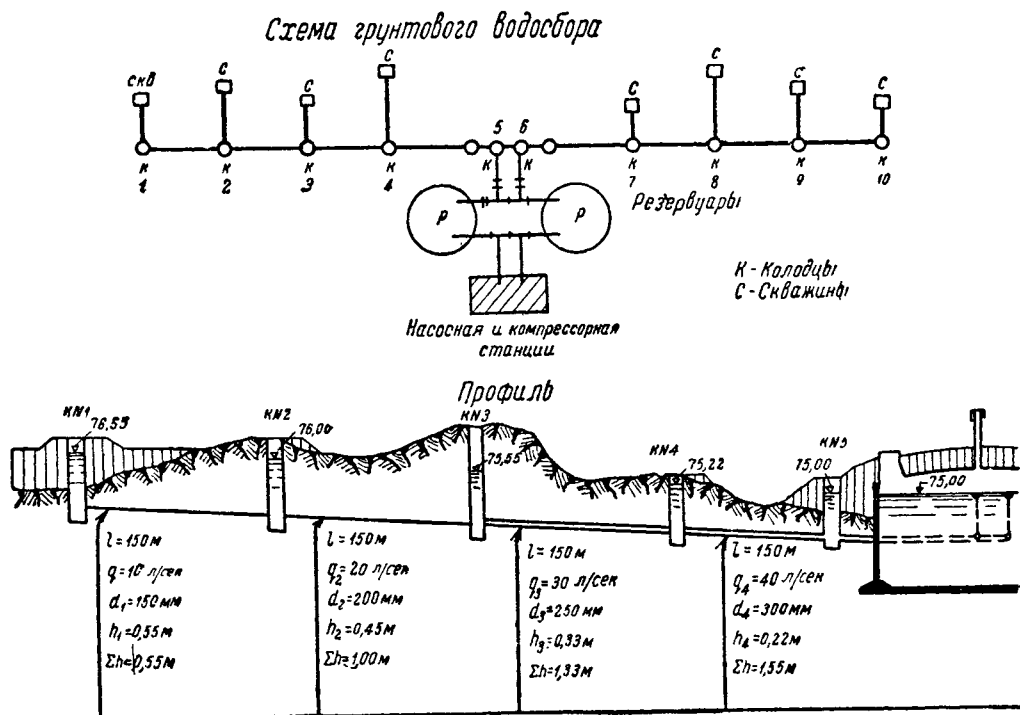
Система эрлифтов не имеет еще достаточного количества опытных и теоретических оснований к правильному выбору размеров частей, величины погру-

жения трубы и т. д. Поэтому приводим некоторые данные практического порядка, встречающиеся в ряде источников¹.

При установке эрлифтов в скважинах необходимо знать глубину воды в них и в соответствии с этим проектировать и устанавливать трубы.

А. СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Вода, поданная эрлифтом из скважины, попадает в приемный бачок, благодаря отражателю или сепаратору освобождается от воздуха и идет далее в сборный резервуар, наивысшая отметка в котором на 0,5 — 1 м ниже отметки воды в бачке. Из резервуара вода подается в сеть. Взаимное расположение скважин,



Фиг. 148

резервуара, насосно-компрессорной станции, самотечных линий от скважин к резервуару и т. д. зависит от количества скважин, их расположения, рельефа и прочих местных условий. На фиг. 148 — 152 изображены схемы подачи воды из скважин в различных условиях.

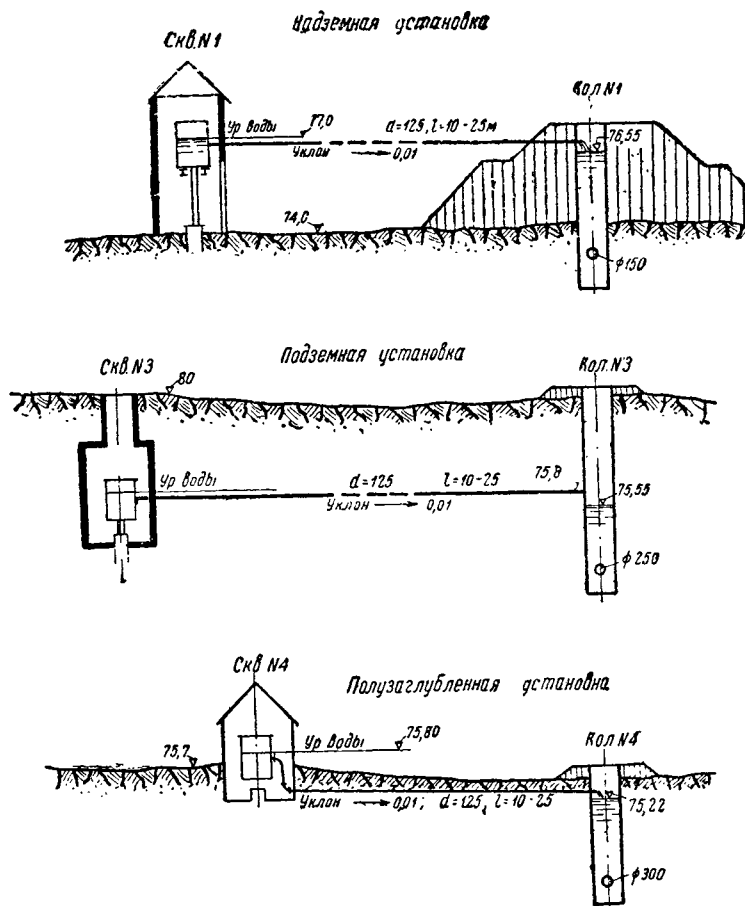
Водоподъемная станция схематически дана на фиг. 153.

Б. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И РАСЧЕТЕ ЭРЛИФТА

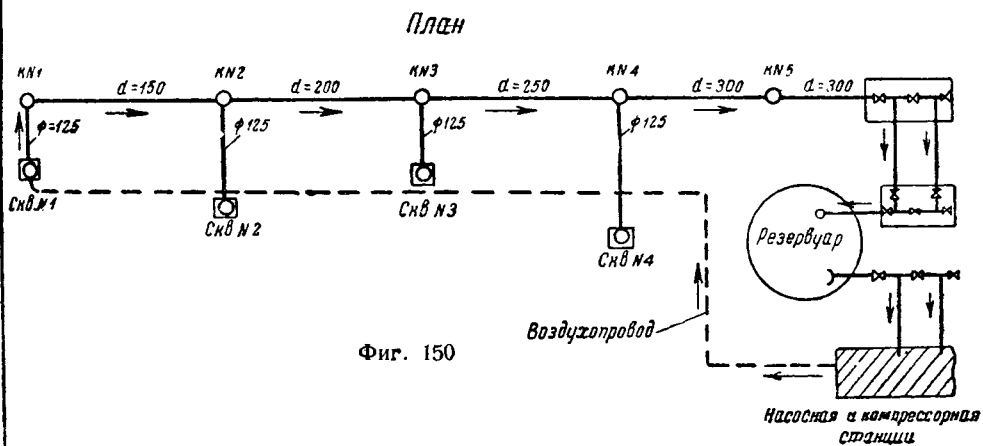
К числу основных элементов расчета эрлифта и при его проектировании после выбора общей схемы относятся:

- глубина погружения форсунки;
- конструкция форсунки;
- расход воздуха;
- определение диаметра водоподъемной трубы;
- определение диаметра воздушной трубы;
- приемный бак;
- оборудование устья скважины.

¹ В том числе и в трудах Института ВОДГЕО.

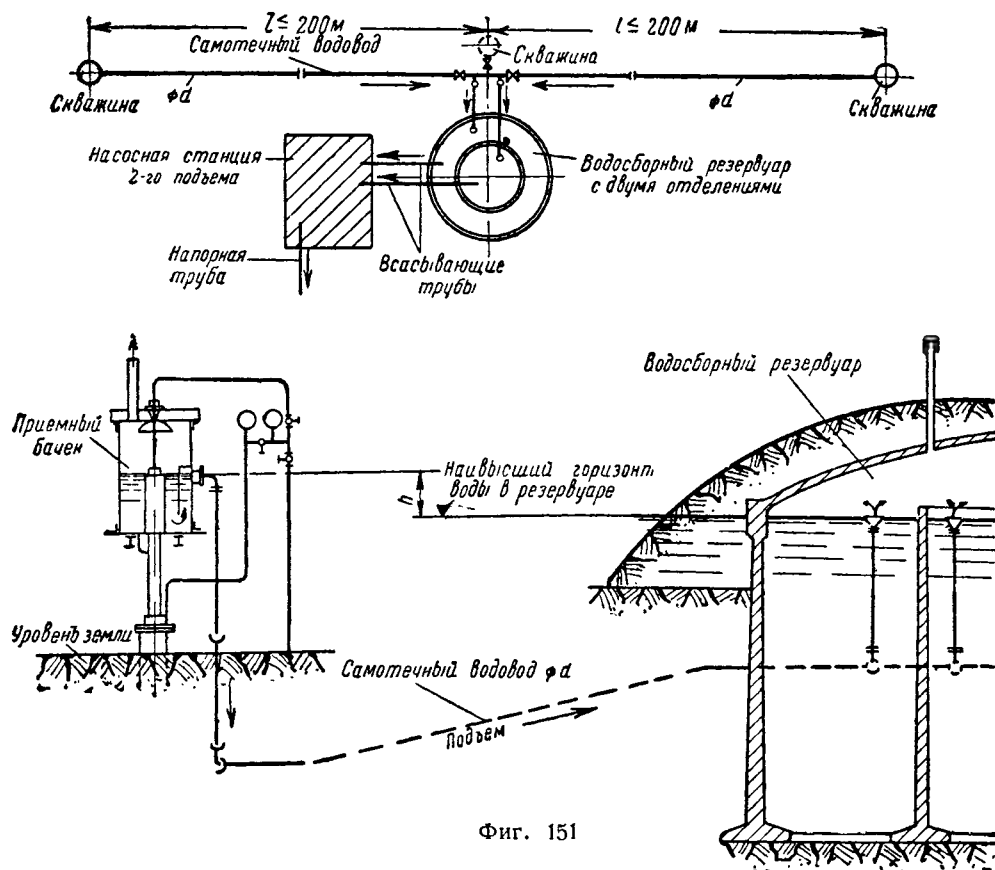


Фиг. 149

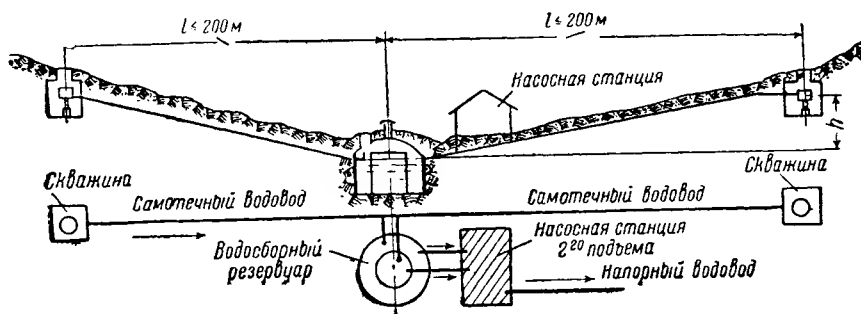


Фиг. 150

а) К. п. д. эрлифта зависит в значительной степени от погружения форсунки. Величина погружения $H - h$ есть расстояние от динамического уровня воды до места ввода воздуха. Погружение обычно выражают в процентах от H , т. е. от общей длины трубы, подающей воду, считая от места ввода воздуха до верхнего ее края—до излива воды. Таким образом, погружение, выраженное в про-



Фиг. 151

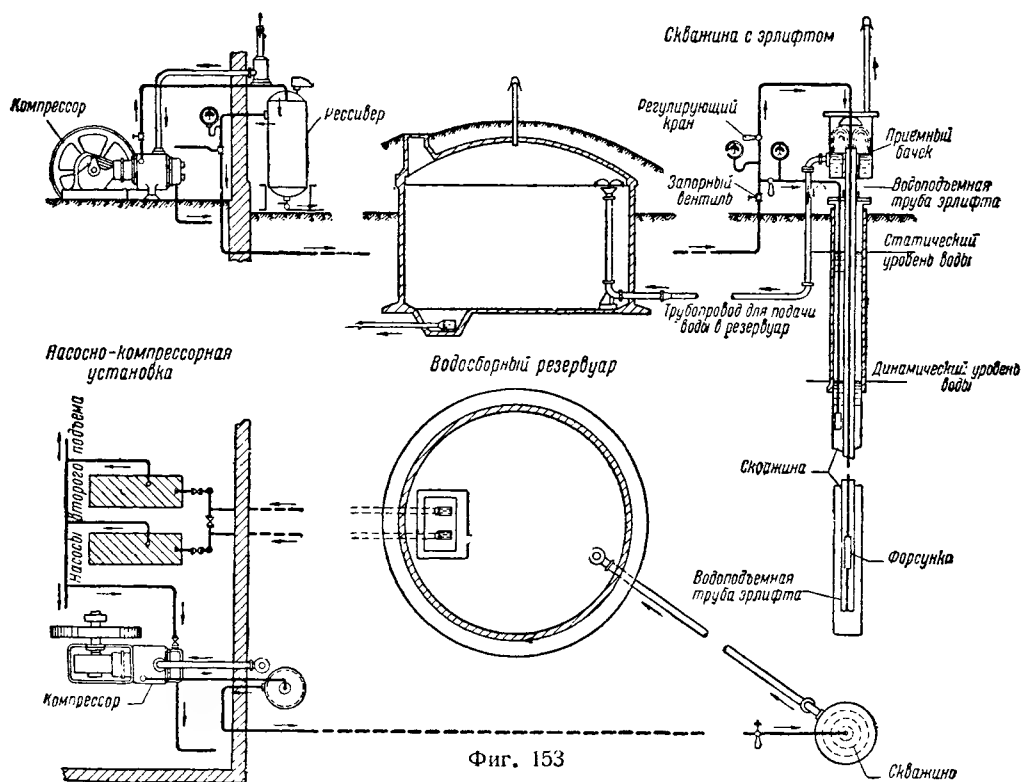


Фиг. 152

центах, равно $\frac{H-h}{H} 100\%$. Так, например, если длина всей трубы $H = 100$ м, а расстояние от динамического уровня воды до верхнего края трубы над поверхностью земли, т. е. высота подъема воды, $h = 30$ м, то процент погружения равен:

$$\frac{H-h}{H} \cdot 100\% = \frac{100-30}{100} \cdot 100\% = 70\%.$$

При подъеме воды из буровых скважин, когда отметка воды в скважине до начала работы и во время откачки меняется, имеются собственно две величины погружения, так называемое пусковое погружение и рабочее. Пусковое погружение определяет требуемое давление воздуха для пуска, а рабочее — требуемое давление воздуха во время подъема воды или откачки. Давление, необходимое для пуска эрлифта, больше, чем то, которое необходимо для нормальной работы, когда уровень воды в скважине опустился и стал постоянным. Величина давления воздуха, необходимая во время подъема воды, по американским данным равна примерно $0,091 \text{ ат}$, считая на столб воды высотой в 1 м; пусковое давление определяется в соответствии с пусковым погружением.



Таким образом, требуемое давление зависит почти всецело от погружения, т. е. оно приблизительно равно гидростатическому давлению столба воды, стоящего над местом впуска воздуха.

В тех случаях, когда уровень воды в скважине во время откачки сильно понижается и разница между требуемым пусковым давлением и рабочим велика, могут быть установлены специальные компрессоры компаунд. Последние состоят из обычного компрессора и приспособленного к нему вспомогательного, включаемого вместе с основным при пуске системы и выключаемого при нормально установившемся уровне воды в скважине.

В табл. 17 приведены данные о величине погружения для различных высот подъема, хорошо оправдавшиеся американской практикой.

Как видно из табл. 17, при уменьшении высоты подъема процент погружения увеличивается. Встречаются следующие несколько отличные соотношения:

Для подъема до	15 м	погружение	70—66%
»	» 15—30 »	»	66—55%
»	» 30—60 »	»	55—50%
»	» 60—90 »	»	50—43%
»	» 90—120 »	»	43—40%

Таблица 18

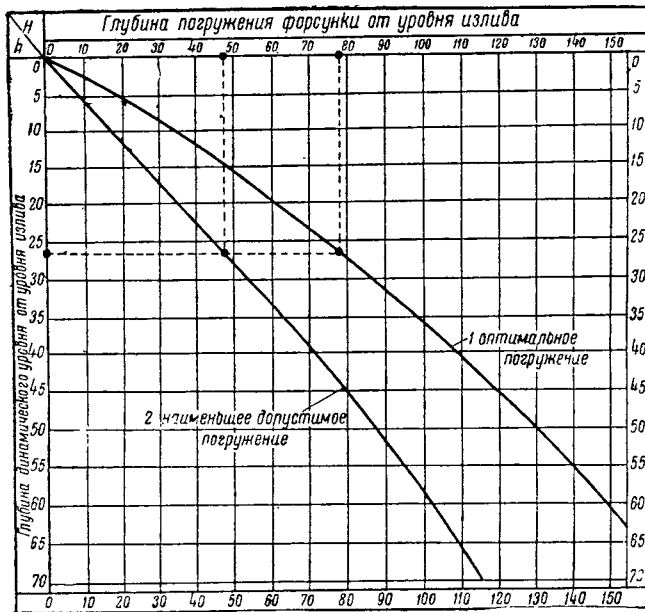
Оптимальное погружение			Наименьшее погружение	
h	H	V_0	H	V_0
5	18	1,00	10	2,48
10	34	1,34	19	3,24
15	48	1,72	27,8	4,00
20	63	2,00	36	4,87
30	86	2,68	53	5,55
40	108	3,33	70	6,54
50	130	3,95	87	7,60
60	150	4,57	103	8,60
70	170	5,20	118	9,65

Существуют несколько противоречивые указания о величинах V_0 , получаемых из формул, поэтому данные для определения V_0 следует рассматривать лишь как весьма ориентировочные.

На фиг. 155 и 156 приведены графики¹ для определения глубины погружения форсунки от уровня излива в связи с динамическим уровнем и удельного расхода воздуха.

г) и д). Определение размеров водоподъемной и воздушной труб. Скорости движения воды и воздуха в трубах являются важным фактором в расчете эрлифта.

В водоподъемной трубе имеют место потери энергии, складывающиеся из элементов, довольно трудно учитываемых; сюда относятся: потери на трение смеси воды с воздухом, потери вследствие проскальзывания пузырьков воздуха, потери при сжатии струи, поступающей в подъемную трубу, и потери при вы-



Фиг. 155

ходе. С увеличением скорости увеличиваются потери на трение, с уменьшением — увеличиваются просачивание воздуха и связанные с этим потери, трудно учитываемые теоретически.

Размеры трубы должны быть выбраны с таким расчетом, чтобы обе эти потери были минимальными.

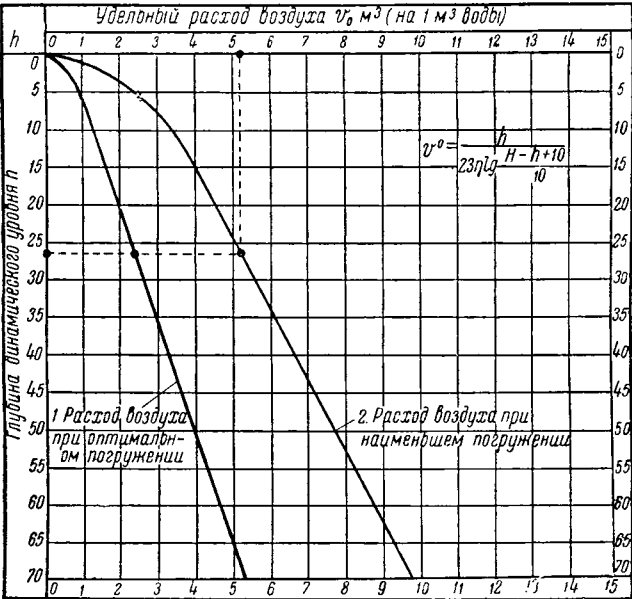
Встречаются в практике следующие значения скоростей: при поступлении воды в водоподъемную трубу до форсунки 1 — 1,5 м/сек, скорость движения эмульсии вначале 2 — 3,5 м, скорость при изливе 3,5 — 7,5 м/сек. Увеличение

¹ Составлены Институтом Водгео.

скорости движения смеси к выходу объясняется увеличением объема воздуха (вначале сжатого) по мере приближения смеси к выходу и уменьшения давления.

Обычно диаметры труб выбираются на основе данных практики. При расположении воздушной трубы в водоподъемной подача по ней меньше, чем при расположении труб рядом.

Соответствующий размер труб для воздуха определяется в зависимости от объема и давления воздуха и обычно берется по таблицам, выработанным заводской практикой. Скорость в этих трубах принимается равной 9 — 12 м/сек



Фиг. 156

Для представления о системе приводится табл. 19 размеров и нормальных производительностей одного из типов эрлифтов завода Ingersoll-Rand (США).

Таблица 19

Наименьший диаметр скважины в дюймах	Соединения труб в дюймах		Нормальные средние производительности в л/сек при погружении в %			
	подающие воду	воздушные	70	60	50	40
4	2	0,5	1,3—2,15	1,2—2	1,1—1,8	0,9—1,6
4,5	2,5	0,75	2,2—3,3	1,9—3,1	1,6—2,8	1,5—2,6
5	3	1	3,3—5,4	3,3—5,4	3,1—5,1	2,8—4,9
5,5	3,5	1	6,3—8,2	5,7—7,4	5,4—7,1	5,2—6,6
6	4	1,25	7,8—10	7,1—8,9	6,8—8,2	6,3—7,8
7	4,5	1,5	9,9—12,9	8,9—11,4	8,2—10,4	7,8—9,9
8	5	1,5	13—19	11,7—17	10,8—15,8	10,4—14,8
9	6	1,5	20,8—30	19—27,8	17—25,2	16,8—24
10	7	2	29,5—43,5	27,5—40	24,5—36	23,5—35
11	8	2	40—50	37—53	33—49	32—41,5
13	10	2,5	72—106	67—97	61—88	58—82

На фиг. 157 приведена номограмма для определения потерь давления в трубопроводах сжатого воздуха. Пользование номограммой показано на примере (см. пунктир фиг. 157): в воздухопроводе $d = 80$ мм, длиной 300 м, при среднем давлении 6 ат и расходе 35 м³/мин потеря давления равна 0,75 ат. Если работает несколько скважин, требующих воздуха различного давления, необходимо иметь дроссельные клапаны и вести соответствующую регулировку.

Водоподъемные трубы стальные, буровые; стыки на винтовых муфтах; необходимо покрытие снаружи и изнутри асфальтовым лаком.

Воздушные трубы газовые и изготовлены без шва; стыки их должны быть герметичны и выдерживать необходимое давление; снаружи предусматривается покрытие асфальтовым лаком.

е) Приемный бак. При выходе из водоподъемной трубы смесь воды с воздухом попадает в бак (фиг. 158), где встречает отражатель; здесь из воды выделяется значительная часть воздуха.

ж) Устье скважины во избежание загрязнений должно быть закрыто.

В. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ОБОРУДОВАНИЯ СКВАЖИН

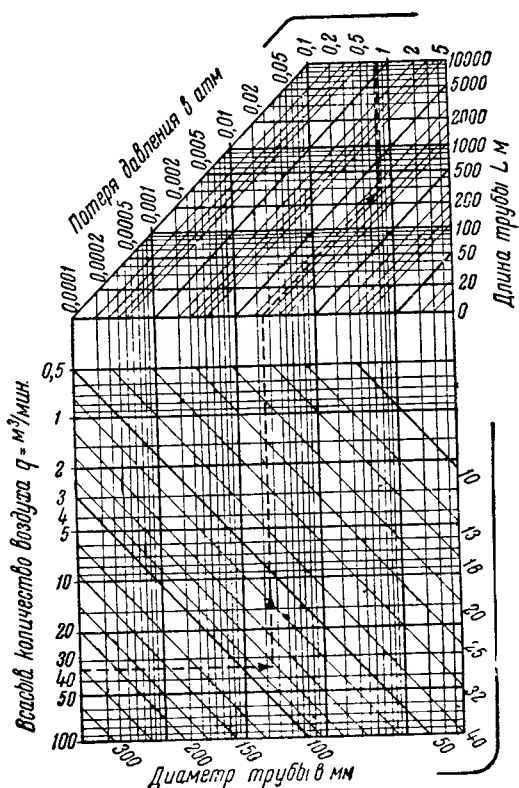
Остановившись на технико-экономической оценке оборудования глубоких скважин, играющих большую роль на жел.-дор. транспорте, и на применении эрлифтов и глубоководных центробежных насосов (штанговые насосы устанавливаются редко), следует еще раз отметить область применения каждого из них (производство глубоководных центробежных насосов пока у нас не развито).

Эрлифт имеет низкий к. п. д., тем не менее он с успехом может быть применен при наличии песка в перекачиваемой воде, при скважинах, имеющих некоторую кривизну, при скважинах, имеющих очень малый диаметр, и наконец, тогда, когда свойства воды таковы, что ее аэрация представляется желательной; эрлифты широко применяются для пробных откачек. Уход за ними чрезвычайно прост; изготовление эрлифта также просто.

При малых скважинах эрлифты — единственно возможная установка. Эрлифты не применяются в тех случаях, когда вода из скважины должна подаваться непосредственно в распределительную сеть и когда погружение получается недостаточным. Эрлифт не может быть хорошо и просто приспособлен для автоматического управления, что может иметь место при электронасосах. Большим недостатком в отдельных случаях является необходимость излишнего заглубления скважины, чтобы получить нужное погружение.

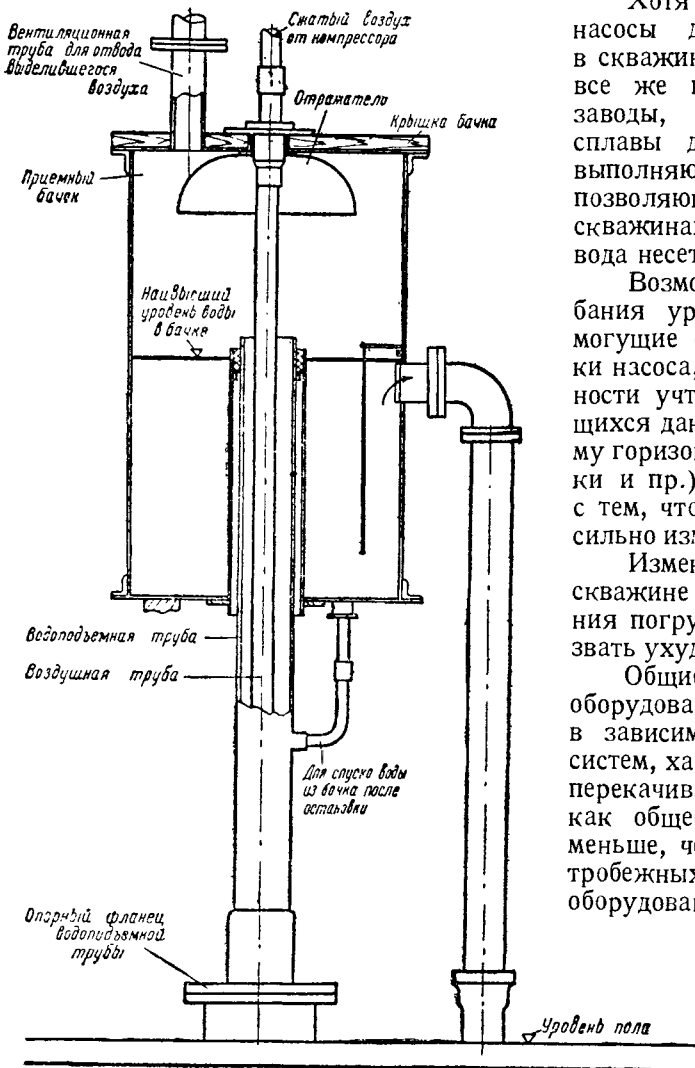
Глубоководные центробежные насосы находят широкую область применения при правильно выполненных скважинах при диаметре их не меньше 150 мм; в этом случае возможны и непосредственное нагнетание в сеть и автоматическое управление.

Пределы производительностей эрлифтов при погружении в 40—70% и глубоководных центробежных насосов (в л/сек) примерно могут быть выражены табл. 20.



Фиг. 157

Вид установки	Диаметр скважины в мм			
	100	150	200	250
Эрлифты	До 2	До 10—15	До 20—30	До 40—50
Центробежные насосы	—	3—23	4—30	8—75



Фиг. 158

Хотя обычно глубоководные насосы должны устанавливаться в скважинах, свободных от песка, все же некоторые американские заводы, применяя специальные сплавы для отдельных деталей, выполняют конструкции насосов, позволяющие устанавливать их в скважинах и в тех случаях, когда вода несет песок.

Возможные изменения и колебания уровня воды в скважине, могущие сказаться после установки насоса, должны быть по возможности учтены заранее (учет имеющихся данных по эксплуатируемому горизонту воды, пробные откачки и пр.) еще при выборе насоса с тем, чтобы к. п. д. установки не сильно изменился во время работы.

Изменения уровня воды в скважине и, следовательно, изменения погружения могут также вызвать ухудшение к. п. д. эрлифтов.

Общие расходы по содержанию оборудования хотя и отличаются в зависимости от различных его систем, характера скважин, свойств перекачиваемой воды и т. д., но, как общее правило, у эрлифтов меньше, чем у глубоководных центробежных насосов. На выбор типа оборудования могут оказать влияние имеющийся источник энергии и стоимость ее.

Компрессор для воздуха может приводиться в движение и паром, и двигателем внутреннего сгорания, и электродви-

гателем; если, например, в распоряжении имеется получаемый для каких-либо целей дешевый пар, то установка эрлифта может быть также предпочтительна перед другим оборудованием.

Г. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭРЛИФТА

Уход за эрлифтом, текущий ремонт и пр. просты, но одновременно необходим уход за компрессорной установкой и насосами второго подъема.

Пуск эрлифта производится после того как давление в ресивере достигает требуемой величины, соответствующей пуску — величине пускового давления.

Пусковой клапан медленно открывается, и сжатый воздух поступает в форсунку. Далее устанавливается рабочее давление, соответствующее динамическому уровню воды в скважине.

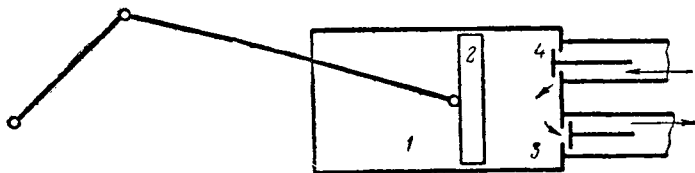
При правильной работе эрлифта количество подаваемой воды при определенном динамическом уровне постоянно.

Уменьшение подачи, неравномерная подача и изменение характера подаваемой смеси указывают на ненормальности в работе и неисправности; при этом необходим тщательный осмотр всех устройств, как то: трубопроводов, оголовка скважины, компрессорной установки и т. д., а иногда необходимо обследовать скважину (падение динамического уровня, недостаточное заглубление форсунки, неплотности в воздушной трубе, утечка воздуха и пр.)

Компрессоры, трубопроводы, приборы и пр. должны быть предохранены от замерзания.

§ 44. Компрессоры

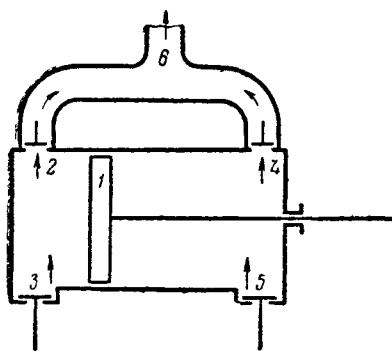
Компрессоры предназначаются для получения сжатого воздуха, используемого для подъема воды из скважин, создания необходимого напора в водопроводной сети (пневматическое водоснабжение) и т. д. В водоснабжении на жел.-дор. транспорте наибольшее применение имеют поршневые компрессоры.



Фиг. 159

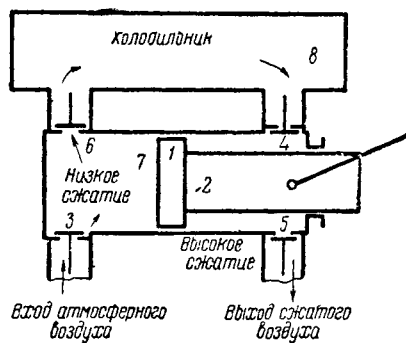
1—цилиндр компрессора; 2—поршень; 3—нагнетательный клапан; 4—всасывающий клапан

Схема работы компрессоров простого действия дана на фиг. 159, двойного действия — на фиг. 160 и двухступенчатого — на фиг. 161. Двухступенчатые компрес-



Фиг. 160

1—поршень компрессора; 2, 4—нагнетательные клапаны; 3, 5—всасывающие клапаны; 6—трубопровод сжатого воздуха

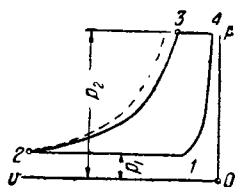


Фиг. 161

1, 2—ступенчатый поршень; 3, 4—всасывающие клапаны; 5, 6—нагнетательные клапаны; 7—цилиндр низкого сжатия; 8—холодильник

соры применяются при давлении выше 6—7 ат. Рабочий процесс компрессора простого действия (фиг. 162) заключается в следующем: при движении поршня из одного крайнего положения в другое через клапан засасывается воздух с дав-

лением p_1 ; процесс этот представляется на диаграмме прямой 1 — 2. При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается, и в цилиндре происходит сжатие воздуха по кривой 2—3 до давления p_2 ; нагнетательный клапан при этом давлении открывается, и происходит выталкивание сжатого воздуха в трубопровод по линии 3—4.

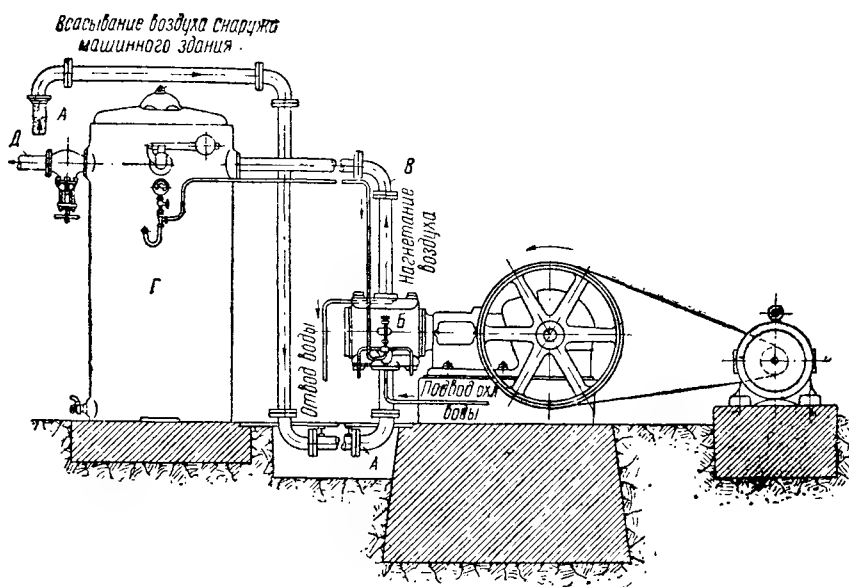


Фиг. 162

При повторении первого хода оставшийся сжатый воздух расширяется по кривой 4—1 до давления p_1 , затем в цилиндр всасывается воздух, и цикл повторяется.

Для приведения в действие компрессора затрачивается работа, эквивалентная площади диаграммы 1, 2, 3, 4.

Наименьшая площадь диаграммы получается при изотермическом сжатии, однако, в действительном рабочем процессе компрессора даже при очень большом количестве охлаждающей воды нельзя добиться изотермического сжатия. Здесь имеет место промежуточный политропический процесс. Необходимое для работы эрлифта количество воздуха указано выше.



Фиг. 163

Теоретическая мощность двигателя, потребная для сжатия G кг/мин воздуха, может определяться по формуле адиабатического или изотермического сжатия. В первом случае:

$$N_{ад} = \frac{10\,000}{75 \cdot 60} \cdot \frac{k}{k-1} p_1 \cdot v_1 G \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] =$$

$$= 7,77 p_1 v_1 G \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где p_1 и p_2 — начальное и конечное давления в ат;
 v_1 — удельный объем в м³/кг;

$$k = \frac{C_p}{C_v} = 1,4 :$$

Для изотермического сжатия

$$N_{из} = \frac{10000}{75 \cdot 60} p_1 v_1 G \ln \frac{p_2}{p_1} = 2,22 p_1 v_1 G \ln \frac{p_2}{p_1} :$$

В указанных формулах $v_1 G$ может быть заменено объемом засасываемого в 1 мин. воздуха (в $\text{м}^3/\text{мин}$), отнесенным к 0° и давлению 760 мм.

При переходе от теоретической мощности к мощности на валу необходимо ввести изотермический $\eta_{из}$ или адиабатический $\eta_{ад}$ к. п. д.:

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N} \text{ и } \eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N} .$$

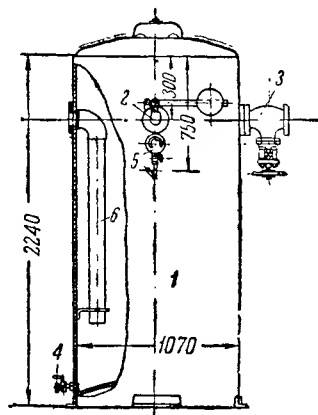
В выполненных компрессорах эти коэффициенты имеют значения:

$$\eta_{из} = 0,60 - 0,75; \eta_{ад} = 0,75 - 0,90.$$

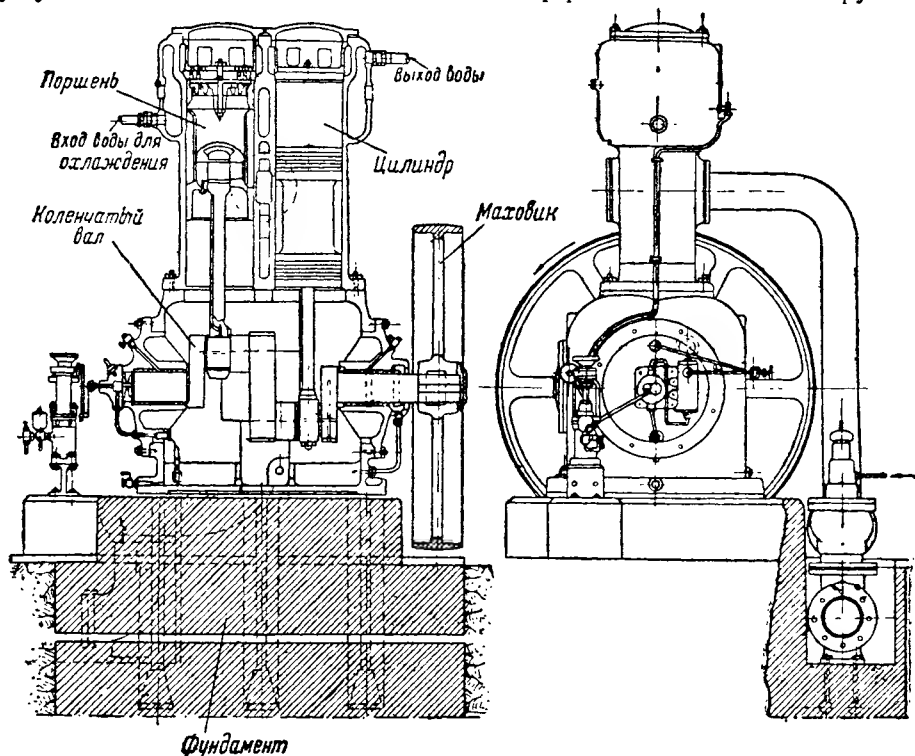
Выбор компрессора производится по заданному количеству сжатого воздуха и по требуемому давлению с использованием данных заводов, изготовляющих компрессоры.

Нормальная компрессорная установка представлена на фиг. 163, где *А* — всасывающий трубопровод, *Б* — компрессор, *В* — нагнетательный трубопровод, *Г* — резервуар сжатого воздуха, *Д* — распределительный трубопровод.

Всасывающая труба обычно выводится из машинного помещения наружу. Во избежание попадания в нее атмосферных осадков конец трубы при-



Фиг. 164



Фиг. 165

крывают, а для защиты от грязи, пыли и пр. на конце всасывающей трубы устанавливают мелкую сетку и часто устраивают специальный фильтр.

Диаметр всасывающей трубы рассчитывается по скорости, принимаемой в пределах до 12—16 м/сек.

На гнетательная труба соединяет компрессор с резервуаром сжатого воздуха. Диаметр ее определяется по скорости в пределах до 15—20 м/сек. В начале этой трубы рекомендуется установка термометра, указывающего температуру сжатого воздуха.

Резервуар сжатого воздуха (ресивер) служит для выделения в нем влаги, образующейся благодаря охлаждению воздуха, и масла, уносимого из цилиндра компрессора, а также для выравнивания периодических толчков, происходящих на некоторой части хода поршня; последние могли служить причиной крайне неравномерной работы и возможных расстройств в соединениях и уплотнениях воздушной сети.

На фиг. 164 изображен воздушный резервуар с необходимой арматурой: 1 — резервуар, 2 — предохранительный канал, 3 — запорный клапан, 4 — спускной кран, 5 — манометр, 6 — труба.

Объем воздушного резервуара принимается равным примерно объему воздуха, засасываемого в 1 мин., или иногда 50-кратному объему цилиндра компрессора.

На фиг. 165 показан двухцилиндровый вертикальный компрессор завода им. Фрунзе. Привод в действие осуществляется электромотором или двигателем внутреннего сгорания. Корпус компрессора обычно литой из чугуна с полостью, охлаждаемой водой. Для значительных давлений применяются компрессоры с двумя ступенями сжатия с промежуточным охлаждением.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

ГЛАВА I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ

§ 1. Типы оборудования насосных станций

Многообразие условий работы насосных станций жел.-дор. водоснабжения требует применения различных типов оборудования, наиболее целесообразных для различных местных условий.

При выборе оборудования особое значение имеют:

- а) надежность в эксплуатации;
- б) возможная простота пуска и ухода;
- в) экономичность установки.

Необходимость обеспечения надежности в работе приводит иногда к установке агрегатов с использованием местного топлива (паровые котлы и локомобили, отапливаемые местным топливом, и паровые насосы).

Разнообразие условий работы жел.-дор. насосных станций приводит к использованию приводных и паровых поршневых насосов и центробежных насосов, компрессоров, паровых котлов и машин (последние чрезвычайно редко), локомобилей, двигателей внутреннего сгорания, электродвигателей.

Необходимость обеспечения бесперебойной работы станций и некоторые местные условия нередко приводят к проектированию смешанных установок.

Таким образом, типы оборудования станций сводятся к следующим:

а) паровые агрегаты основные и резервные, позволяющие использовать местное топливо;

б) агрегаты с двигателями внутреннего сгорания (или, как их часто называют, нефтемоторные) — основные и резервные; агрегаты эти более экономичны, требуют более квалифицированного персонала; они могут проектироваться в районах, достаточно обеспеченных жидким топливом;

в) агрегаты с электродвигателями — электронасосы основные и резервные; агрегаты эти имеют много преимуществ по сравнению с указанными в пп. «а» и «б». Они требуют небольшой площади, быстро включаются, требуют простого обслуживания, могут быть приспособлены для автоматической работы и т. д. Однако проектирование их должно иметь место лишь при наличии двух независимых источников электроэнергии;

г) агрегаты с электродвигателями основные и нефтемоторные — резервные;

д) агрегаты с электродвигателями основные и паровые — резервные;

е) агрегаты с двигателями внутреннего сгорания основные (более экономичны) и паровые (обеспечены местным топливом) — резервные.

Смешанное оборудование на существующих станциях жел.-дор. водоснабжения составляет более 25%. Такое оборудование предъявляет к обслуживающему персоналу более повышенные требования и ведет к увеличению необходимого резерва запасных частей.

В тех случаях, когда можно установить и поршневой и центробежный насосы и решается вопрос о выборе насосов, необходимо учесть все сказанное ранее о насосах и тенденцию замены поршневых насосов центробежными там, где это возможно и целесообразно. Поршневые насосы целесообразно устанавливать:

а) при подаче небольших количеств воды, при больших напорах, ибо при этом центробежные насосы неконструктивны;

б) при больших колебаниях напоров, например при различных напорных трубопроводах и т. д.;

в) во всех тех случаях, когда это оправдывается местными условиями, например, паровые прямодействующие насосы и т. д.

Тип насосов определяется в соответствии с местными условиями.

Типы остальных основных элементов оборудования, как то: паровых котлов, локомотивов, двигателей внутреннего сгорания, электродвигателей и компрессоров, кратко освещены при описании отдельных станций.

Окончательный выбор типа насосной станции и ее оборудования производится на основании технико-экономического сравнения вариантов с учетом не только строительных стоимостей, но и себестоимости подъема 1 м^3 воды, а равно с учетом особенностей эксплуатации станций, предусматриваемых вариантами.

§ 2. Классификация и расположение насосных станций

По своему положению в общей схеме водоснабжения насосные станции подразделяются на: станции первого подъема, забирающие воду из источника водоснабжения и подающие ее на очистные сооружения или непосредственно в башню и сеть, и станции второго подъема, подающие, например, в сеть, резервуары и т. д. чистую воду, предварительно поднятую станцией первого подъема на очистные сооружения.

По характеру выполняемой работы насосные станции могут быть подразделены на перекачивающие сточные (отработанные) воды — канализационные станции, перекачивающие воду из источников водоснабжения или обработанную — водопроводные станции. Среди последних различаются станции повышения напора, станции, перекачивающие воды открытых водоемов и подземные воды. По расположению относительно поверхности земли различаются станции, расположенные на поверхности земли, станции заглубленные и станции глубокие шахтного типа. По расположению агрегатов: станции с горизонтально расположенными насосами и двигателями и станции с вертикальным расположением агрегатов.

По типу оборудования насосные станции, как уже указывалось, могут быть подразделены на станции с паровым, нефтемоторным, электромоторным и смешанным оборудованием.

По характеру управления станции могут быть подразделены на станции, управляемые вручную (неавтоматические), когда все операции по включению и выключению агрегатов производятся обслуживающим персоналом, и станции автоматические, когда эти операции выполняются соответствующими приборами. Классификация не исчерпывает все разнообразие насосных станций, но отмечает основные их типы.

Выбор места расположения и постройки насосной станции первого подъема связан с выбором места забора воды; когда последнее определено окончательно, расположение станции устанавливается исключительно в зависимости от местных условий:

- а) наличия свободного участка земли для станции и служб;
- б) возможности дальнейшего расширения станции;
- в) близости жел.-дор. путей;
- г) характера грунта и уровня грунтовых вод в месте, намечаемом для постройки станции;
- д) рельефа и состояния берегов (при заборе из открытых водоемов);
- е) условий незатопляемости станции;
- ж) режима источника (реки);
- з) наибольшей обеспеченности питания станции электрической энергией в случае установки насосов с электродвигателями и т. д.

Преимущество следует отдавать тому расположению насосной станции, которое требует прокладки наиболее короткого всасывающего трубопровода и дает уверенность в незатопляемости станции во время половодья и сохранении в допускаемых пределах высоты всасывания при самой низкой воде. При расположении станции непосредственно у источника водоснабжения всасывающий трубо-

провод будет наиболее коротким; потери в нем, а следовательно и вакуумметрическая высота всасывания, наименьшие. В тех случаях, когда по местным условиям расположение станции непосредственно у источника невозможно, станцию располагают по возможности ближе к источнику, воду направляют к специальным колодцам у насосной станции путем прокладки отдельных трубопроводов (обычных или сифонных), из этих колодцев вода забирается всасывающими трубопроводами насосов станции.

Местные условия часто позволяют выполнять станции первого и второго подъема в виде одного сооружения с расположением в нем насосов первого и второго подъема. Местные условия в других случаях, например при использовании подземных вод из ряда скважин, вынуждают иногда возводить небольшие водоподъемные сооружения непосредственно над каждой скважиной для подъема воды и нагнетания ее к основной станции.

Наметив место для станции, устанавливают отметку оси насосов в зависимости от самого низкого уровня воды в источнике (будь то открытый водоем, скважина и т. д.) и допускаемую для проектируемых насосов высоту всасывания. Размеры колебаний уровней низкой и высокой воды диктуют целесообразность устройства станций с горизонтально расположенными насосами и двигателями или, наоборот, целесообразность расположения последних на вертикальной оси; в зависимости от того же решается вопрос о расположении всего сооружения относительно поверхности земли — о необходимости углубления сооружения и одновременной защиты его от затопления во время половодья.

§ 3. Расчетный срок действия насосной станции

Выбор числа и производительности насосов, устанавливаемых на станции

Насосные станции и сооружения для обработки воды нецелесообразно чрезмерно дробить на значительное число очередей строительства. Чаще эти сооружения осуществляются в две очереди.

Расчетные сроки действия станции и число очередей устанавливаются в соответствии с Техническими условиями проектирования железных дорог нормальной колеи, согласно которым генеральная схема водоснабжения дороги проектируется на десятый год, водопроводные устройства, в том числе насосная станция, — на пятый год эксплуатации.

Выбор числа насосов насосной станции связан с намечаемым режимом ее работы и, следовательно, с выбором производительности насосов, с комплектностью оборудования и т. д. При определении количества агрегатов насосной станции предусматривается установка не менее одного резервного агрегата. Чаще всего на жел.-дор. насосной станции принимают двойное оборудование. Один агрегат работает, другой в резерве (100%-ный резерв). При больших расходах устанавливается и тройное оборудование, состоящее из двух работающих насосов и третьего в резерве (50%-ный резерв). Принципиально вопрос этот не может быть одинаково разрешен для всех насосных станций. В каждом отдельном случае в зависимости от характера работы станции, ее назначения, величины расчетного периода и очередности строительства, роста водопотребления, требуемого максимума и минимума подачи в отдельные сутки и режима суточной работы проектируемой или имеющейся емкости водонапорных резервуаров, перспектив расширения и дооборудования, однотипности оборудования и пр. может быть намечено различное число агрегатов. Общий прием проектирования заключается в назначении числа агрегатов (примерно два-три) той или иной производительности на основании общих соображений и проектируемых расходов (при удовлетворении технических нужд производительность насоса не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$), после чего составляется график работы насосных станций, накладываемый на график водопотребления (обычно для станции второго подъема и для хозяйственно-питьевого или объединенного водоснабжения, так как расходы воды на тягу поездов и некоторые другие производственные нужды на железной дороге принимаются

в течение суток равномерными). Сравнение указанных графиков дает представление о размерах потребного напорного резервуара, и если эти размеры велики, то намечается другой режим работы насосной станции с другим числом агрегатов или с иной их производительностью или другим характером работы агрегатов, каковые могут осуществлять равномерную или неравномерную подачу. В практике проектирования жел.-дор. насосных станций этого часто не делают, принимая минимальный объем водонапорной башни, заданный проектом технических условий проектирования железных дорог, но и указанный объем необходимо проверить в соответствии со сказанным. Для станции первого подъема, часто осуществляющей равномерную работу, могут быть намечены один-два рабочих агрегата и к ним резерв; для небольшой станции вообще намечается наименьшее количество агрегатов (один или два и притом одинаковых, и к ним второй или третий в качестве резерва); для крупных станций — большее количество агрегатов (например три-четыре) и к ним резерв; в жел.-дор. водоснабжении такие станции могут встретиться редко. Следует иметь в виду, что насосы более крупных производительностей почти всегда выполняются заводами с большими к. п. д., следовательно, с этой точки зрения излишнее дробление устанавливаемой мощности на большее количество агрегатов бесцельно.

Для станций второго подъема, обычно осуществляющих неравномерную работу, число агрегатов для малых станций часто выбирается равным двум и к ним резерв, для средних и крупных станций — три-четыре и к ним резерв. Агрегаты эти в одних случаях одинаковы, в других — для большей гибкости в регулировании подачи — неодинаковы. Здесь именно и накладываются график работы насосной станции на график водопотребления; в этом случае часто, особенно для средних и крупных станций, принимают неравномерную работу станции, предполагая включение и выключение определенных агрегатов на протяжении тех или иных часов суток.

Конечно, не все запроектированные агрегаты для всех очередей строительства должны быть сразу установлены; обычно здание насосной станции проектируется и строится на полную расчетную мощность, оборудование же устанавливается постепенно для первой и второй очередей.

Не малое значение в рассматриваемом вопросе имеет однотипность оборудования. Преимущество однотипного оборудования состоит в необходимости меньшего количества запасных частей; однако в жел.-дор. водоснабжении разнотипное оборудование в ряде случаев вызывается необходимостью (тепловой резерв).

Следует еще раз указать, что выбор количества насосов, их производительности и режима работы может оказать значительное влияние на объем резервуара и башни.

В табл. I приведены данные одного сравнительного подсчета емкости бака для двух случаев.

Как следует из табл. I, проектируя установку двух насосов производительностью каждый по 3% от суточного расхода, в данном конкретном случае удастся снизить объем напорного бака с 12,1 до 6,6% от суточного расхода. В примере предусмотрена круглосуточная работа станции. Однако расчетное число часов работы насосов на станциях жел.-дор. водоснабжения должно приниматься в зависимости от принятого числа смен, но не более 23 час. в сутки.

Принципиально важно следующее:

а) при наличии в схеме водоснабжения станций первого и второго подъема время работы насосов обеих станций следует принимать близким (уменьшается емкость запасного резервуара);

б) ступенчатая работа с выключением отдельных насосов в отдельные промежутки времени может привести к уменьшению емкости напорных резервуаров;

в) разнотипные насосы дают возможность наибольшего снижения емкости регулирующих резервуаров (часто с избытком компенсирующей некоторое удорожание насосной станции при разнотипном оборудовании). В случае установки разнотипного оборудования в качестве резерва к двум различным агрегатам с различными по производительности насосами может устанавливаться один агрегат с более крупным насосом.

Таблица 1

Сравнительный подсчет емкости бака водонапорной башни при заданном режиме расхода воды для удовлетворения хозяйственно-питьевых нужд при однотипных насосах двух различных производительностей (суточная производительность станции 7 500 м³)

Часы	Расход воды в % от суточного расхода	Насосы производительностью 2,5% (от суточного расхода)					Насосы производительностью 3% (от суточного расхода)				
		число работающих насосов	подача воды насосами в % от суточного расхода	приток в бак (+) в % от суточного расхода	расход из бака (—) в % от суточного расхода	объем воды в баке в % от суточного расхода	число работающих насосов	подача воды насосами в % от суточного расхода	приток в бак (+) в % от суточного расхода	расход из бака (—) в % от суточного расхода	объем воды в баке в % от суточного расхода
24—1	2,3	1	2,5	0,2	—	6,6	1	3	0,7	—	1,9
1—2	1,6	1	2,5	0,9	—	7,5	1	3	1,4	—	3,3
2—3	1,6	1	2,5	0,9	—	8,4	1	3	1,4	—	4,7
3—4	1,9	1	2,5	0,6	—	9	1	3	1,1	—	5,8
4—5	2,2	2	4,5*	2,3	—	11,3	1	3	0,8	—	6,6
5—6	3,7	2	4,5	0,8	—	12,1	1	3	—	0,7	5,9
6—7	5,4	2	4,5	—	0,9	11,2	2	5*	—	0,4	5,5
7—8	5	2	4,5	—	0,5	10,7	2	5	—	—	5,5
8—9	7,2	2	4,5	—	2,7	8	2	5	—	2,2	3,3
9—10	3,8	2	4,5	0,7	—	8,7	2	5	1,2	—	4,5
10—11	5,4	2	4,5	—	0,9	7,8	2	5	—	0,4	4,1
11—12	5	2	4,5	—	0,5	7,3	2	5	—	—	4,1
12—13	5,2	2	4,5	—	0,7	6,6	2	5	—	0,2	3,9
13—14	4,9	2	4,5	—	0,4	6,2	2	5	0,1	—	4,0
14—15	4,9	2	4,5	—	0,4	5,8	2	5	0,1	—	4,1
15—16	5,4	2	4,5	—	0,9	4,9	2	5	—	0,4	3,7
16—17	7,1	2	4,5	—	2,6	2,3	2	5	—	2,1	1,6
17—18	4,9	2	4,5	—	0,4	1,9	2	5	0,1	—	1,7
18—19	5,3	2	4,5	—	0,8	1,1	2	5	—	0,3	1,4
19—20	5,6	2	4,5	—	1,1	0	2	5	—	0,6	0,8
20—21	3,8	2	4,5	0,7	—	0,7	1	3	—	0,8	0
21—22	2,9	2	4,5	1,6	—	2,3	1	3	0,1	—	0,1
22—23	2,6	2	4,5	1,9	—	4,2	1	3	0,4	—	0,5
23—24	2,3	2	4,5	2,2	—	6,4	1	3	0,7	—	1,2
Итого	100	—	100	12,8	12,8	—	—	100	8,1	8,1	—

* При производительности насосов 2,5 и 3% от суточного расхода производительность двух насосов при параллельной работе принята в одном случае 4,5%, в другом — 5% от суточного расхода.

§ 4. Регулирование работы насосов и станции

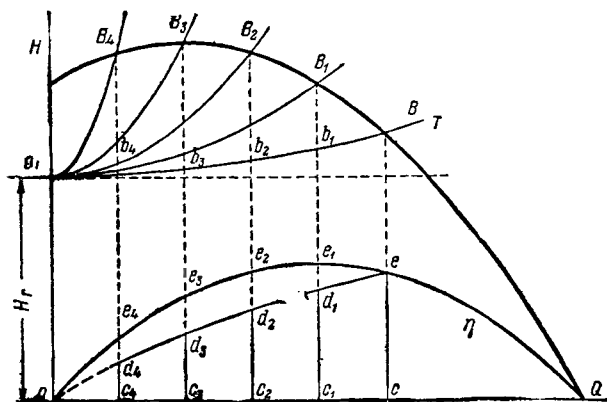
Вопрос о регулировании напора и производительности насосов имеет большое значение.

На практике встречается два основных требования: изменение производительности насоса и изменение развиваемого им напора или давления. Изменение производительности поршневых насосов требует уменьшения числа двойных ходов поршня или числа оборотов. Изменение напора возможно (в определенных довольно больших пределах) независимо от числа двойных ходов.

Изменение производительности центробежного насоса, вообще говоря, может происходить путем большего или меньшего открытия или закрытия регулирующей задвижки при постоянном числе оборотов насоса или же путем изменения числа оборотов насоса.

Производительность Q центробежного насоса прямо пропорциональна числу оборотов насоса, напор прямо пропорционален квадрату числа оборотов.

Потребная мощность, определяемая формулой $N = \frac{QH}{75\eta_n}$, при регулировании производительности закрытием задвижки должна уменьшаться пропорционально с уменьшением Q . Однако вследствие возрастающего влияния потерь в насосе, особенно механических, при уменьшении его производительности потребная мощность уменьшается далеко не пропорционально и при полном закрытии регулирующей задвижки составляет часто 30 — 35% полной потребной мощности.



Фиг. 166

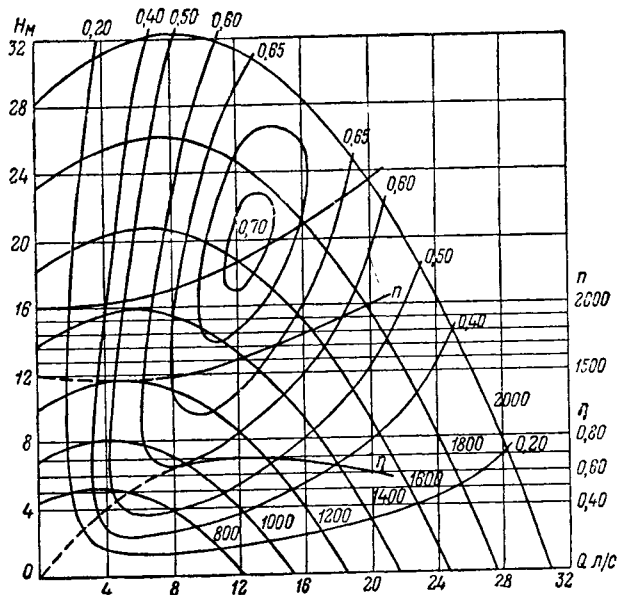
Сравнительные опытные данные указывают на несравненно большую экономичность регулирования производительности изменением числа оборотов.

Неэкономичность регулирования работы насоса прикрытием задвижки (на напорном трубопроводе) хорошо иллюстрируется кривыми фиг. 166. BO_1 — характеристика

ка трубопровода при открытой задвижке; прикрывая задвижку в большей и большей степени, получаем новые характеристики трубопровода, направление которых будет принципиально O_1B_1 , O_1B_2 и т. д. На фигуре видны дополнительные потери напора, вызываемые закрытием задвижки, — B_1b_1 , B_2b_2 и т. д.

Регулирование задвижкой снижает к. п. д. насоса. Если допустить, что снижение к. п. д. насоса пропорционально потере на задвижке, то новые значения к. п. д. при прикрытии задвижки можно было бы получить, уменьшая отдельные к. п. д. в соответствии с уменьшением напоров, т. е. в отношении $B_1c_1 : b_1c_1$, $B_2c_2 : b_2c_2$ и т. д.

Кривая $Od_4d_3d_2d_1$ и есть такая кривая к. п. д., подчеркивающая принципиальную невыгодность способа регулирования задвижкой, имеющего, однако, применение на подавляющем большинстве установок вследствие своей простоты.



Фиг. 167

Регулирование работы насоса изменением числа оборотов является экономичным способом регулирования.

На фиг. 167 представлены кривые QH насоса при разных числах оборотов, кривые одинаковых к. п. д., характеристика трубопровода и кривая к. п. д. насоса, построенная по точкам пересечения характеристики трубопровода с кривыми одинаковых к. п. д. Последняя кривая указывает, что при изменении Q от 8 до 20 л/сек насос работает с хорошим к. п. д. Здесь же

нанесена кривая (n), указывающая, при каком числе оборотов следует работать, чтобы подача необходимого Q проходила при хорошем к. п. д. Возможность изменения числа оборотов обеспечивает большую приспособляемость к различным условиям работы и возможность при достижении определенного H подойти к выполнению работы наиболее экономичным путем. Однако при проектировании установок электронасосов следует иметь в виду, что технические и экономические преимущества переменного тока перед постоянным привели к тому, что практически единственными электрическими приводами центробежных насосов являются моторы трехфазного переменного тока; последние же, как правило, за исключением специальных конструкций, регулирования числа оборотов на допускают.

Ниже описываются принципы регулирования при трехфазном переменном токе и некоторые другие.

Требования, предъявляемые к моторам, допускающим регулирование: регулирование без потерь, простота устройства, простота и легкость обслуживания, надежность в работе, по возможности малая стоимость установки, хороший коэффициент мощности и к. п. д. в пределах регулирования. Регулирование числа оборотов обыкновенного асинхронного мотора трехфазного тока может производиться путем включения сопротивления в цепь ротора. Способ этот, давая возможность широкого регулирования, связан с потерей мощности, идущей на нагревание ротора, с низким коэффициентом мощности ($\cos \varphi$) и низким к. п. д. установки, уменьшающимися приблизительно пропорционально уменьшению числа оборотов; применение такого способа регулирования весьма неэкономично.

Применение моторов с переключающимися полюсами позволяет изменять число оборотов ступенями.

Как известно, синхронное число оборотов n_s зависит от частоты тока f (в Союзе $f=50$) и от числа пар полюсов мотора P и выражается формулой $n_s = \frac{60 f}{P}$.

Если мотор выполнить таким образом, что часть полюсов при желании можно выключить, т. е. уменьшить P , то будет увеличено n_s .

Так, например, при трех парах полюсов $n_s = \frac{60 \cdot 50}{3} = 1000$ оборотов, при двух парах $n_s = 1500$ оборотов.

Переключение производится очень просто, но изменение числа оборотов возможно здесь лишь большими ступенями, а поэтому регулирования в собственном смысле здесь нет. К. п. д. этих моторов ниже, чем нормальных асинхронных.

Возможно регулирование числа оборотов путем так называемого каскадного включения. Способ этот заключается в применении двух асинхронных моторов таким образом, что ротор одного из них (или главного) соединен со статором второго или вспомогательного (служащего для первого сопротивлением). Число оборотов каскада или всего агрегата

$$n_s = \frac{60 f}{P_1 + P_2},$$

где P_1 и P_2 числа пар полюсов одного и другого моторов.

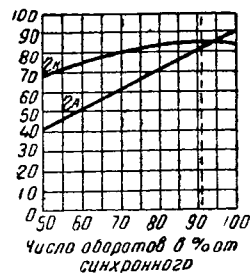
При непосредственном соединении моторов на одном валу можно получить две скорости: одну большую скорость, когда работает один мотор, другую меньшую, когда работают оба мотора вместе.

Для получения ряда скоростей второй мотор может быть с переключающимися полюсами.

Описанные способы регулирования в практике проектирования насосных станций не имеют места потому, что регулирование это связано с потерями, возможно лишь ступенями, коэффициент мощности $\cos \varphi$ при частичной нагрузке не высок и т. д.

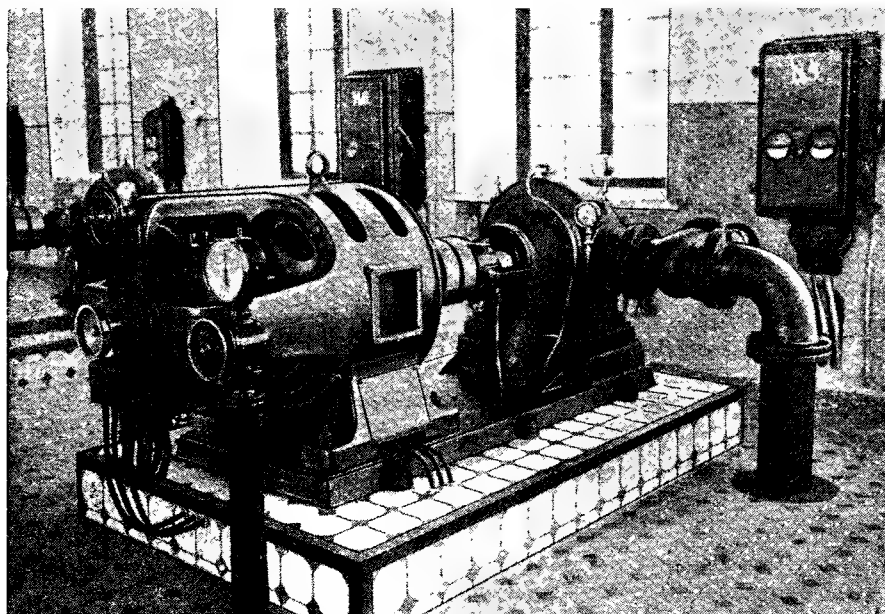
За границей для регулирования числа оборотов получили некоторое распространение коллекторные моторы переменного тока (особенно в качестве приводов к вентиляторам малых и средних мощностей).

Коллекторные моторы установлены в СССР на водопроводе в Ростове-на-Дону. Для довольно большой (от синхронного числа оборотов) области регулирования применяется мотор с последовательным возбуждением. Он обладает почти теми же качествами, что и последовательные двигатели постоянного тока. Статор мотора имеет нормальную трехфазную обмотку и включается непосредственно в сеть. Обмотки ротора выполнены как для постоянного тока и при помощи коллектора и комплекта щеток последовательно присоединены через промежуточный трансформатор к статору. Пуск и регулирование числа оборотов выполняются путем передвижения щеток на коллекторе при поворачивании маховичка; обслуживание мотора очень простое. Регулирование при желании



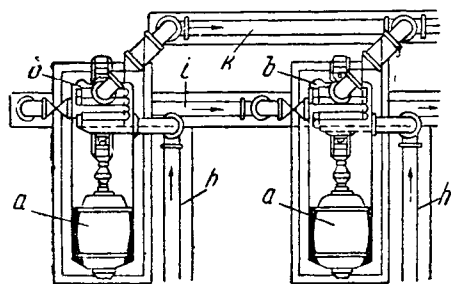
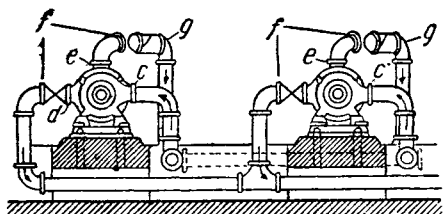
Фиг. 168

может быть произведено и не вручную, а с некоторого расстояния: оно происходит почти без потерь, в больших пределах и при хорошем коэффициенте мощности, доходящем до 0,95 при синхронной скорости и несколько падающем при понижении скорости. К. п. д.



Фиг. 169

при нормальной нагрузке на 5—6% меньше, чем у асинхронных моторов, зато при уменьшении скорости к. п. д. значительно выше, чем у асинхронных; он не так падает, как у асинхронных, как это видно из фиг. 168, где изображены кривые к. п. д.



Фиг. 170

a — мотор; *б* — насос; *с* — всасывающий штуцер; *д* — штуцер низкого давления; *е* — штуцер высокого давления; *ф* — регулирующая задвижка; *г* — обратный клапан; *h* — всасывающий трубопровод; *i* — трубопровод низкого давления; *к* — трубопровод высокого давления

сле здесь нет, но это достижимо вполне определенные изменения в производительностях и особенно в напорах. Весьма интересным для регулирования работы насосов может быть применение гидромурф.

асинхронного и коллекторного моторов мощностью 40 квт. Коллекторный мотор включает в себя наиболее дорогую часть трехфазного асинхронного мотора (статор) и наиболее дорогую часть мотора постоянного тока (якорь с коллектором) и потому при одной и той же мощности будет стоить примерно в два раза дороже асинхронного мотора

На фиг. 169 показан один из коллекторных моторов, приводящий в действие центробежный насос. Интересная конструкция и установка центробежных насосов, развивающих одновременно различные напоры, показаны на фиг. 170. Один и тот же насос одновременно и независимо может перекачивать воду в две зоны. Это обусловлено тем, что полное давление у центробежного насоса достигается последовательно включенными ступенями, и если отбирать воду от насоса после разных ступеней, то вода эта будет отводиться с разными напорами.

Каждый из насосов имеет напорный штуцер с напорным трубопроводом для нижней зоны (за второй ступенью), другой штуцер для верхней (за четвертой ступенью).

Переключения трубопроводов выполнены таким образом, что один насос перекачивает воду в нижнюю зону, другой — в верхнюю, или оба — в нижнюю, или оба в верхнюю, или каждый — в обе зоны одновременно. Регулирования в буквальном смысле

Иногда в условиях мало изменяющихся напоров установка нескольких насосов различной производительности с обыкновенными асинхронными моторами трехфазного тока удовлетворительно разрешает вопрос регулирования производительности станции и приводит к достаточно хорошему экономическому эффекту.

ГЛАВА II

ЭЛЕМЕНТЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 5. Здание станции

Общие соображения о выборе места расположения насосной станции, о расположении станции относительно поверхности земли и пр. приведены выше.

Здание насосной станции служит для размещения в нем оборудования и проектируется в зависимости от намечаемого оборудования; в этом смысле оно в одних случаях представляет собой гидротехническое сооружение большей или меньшей сложности, в других — ничем не отличается от обычных гражданских сооружений, проектируемых в соответствии с ролью станции, сроком ее службы, расположением и габаритами оборудования, необходимостью дальнейшего расширения или замены оборудования, необходимостью расположения в ней электрических трансформаторных или распределительных устройств, жилых помещений для обслуживающего персонала, мастерских, необходимостью установки крана, а также проектируемых в соответствии с конструкцией фундаментов под насосные агрегаты, характером грунта, наличием тех или других строительных материалов и т. д. и т. п. Здания насосных станций должны предохраняться от затопления, а шахты — от проникновения грунтовых вод.

Проект должен отражать в себе все технические условия и нормы, предусмотренные соответствующими законодательством и положениями по проектированию и выполнению строительных работ и технике безопасности.

Возможность будущего расширения должна предусматриваться с таким расчетом, чтобы оно могло осуществиться без перерыва эксплуатации; в насосных станциях второго подъема это часто проще сделать путем пристройки с торца.

В насосных станциях первого подъема, полузаглубленных или с шахтой это значительно сложнее; в отдельных редких случаях учитывают возможность будущего увеличения мощности за счет установки насосов на вертикальном валу. Высота машинного зала обычно принимается не менее 4 м, высота вспомогательных помещений — не менее 3 м.

Основным вопросом при проектировании здания насосной станции является потребная площадь. В одних случаях площадь ранее выстроенных станций во много раз превышает действительно потребную площадь (считая и возможное расширение), в других случаях на насосных станциях не предусмотрено должного места для электрических распределительных устройств, и их приходится располагать в создаваемых для этой цели пристройках или специально проектируемых металлических кабинах, располагаемых в выстроенном здании станции.

Согласно числу оборотов, производительности и напору, развиваемых насосами, необходимо, пользуясь данными заводов, наметить потребную площадь (ширину и длину агрегата). Эти данные вместе с данными о проходах между агрегатами, о площади, потребной для электрических распределительных или иных устройств при использовании других источников энергии и иного силового оборудования позволяют относительно правильно наметить всю потребную площадь здания насосной станции.

Проход между рядом стоящими агрегатами должен приниматься таким, чтобы позволить при демонтаже разместить между этими агрегатами снятый мотор или насос и чтобы при этом оставался небольшой проход. Минимальное расстояние между агрегатами, точнее между краем фундаментной плиты одного агрегата и крайней фасонной частью другого, обычно принимается не менее 1 м.

Проход между агрегатом и стеной должен приниматься не менее 1,25 м. Намечая расположение агрегатов, при определении потребной площади стан-

ции всегда следует учитывать необходимость выемки вала с колесами или ротора при демонтаже. Примерно в зависимости от мощности мотора для этой цели необходимы следующие расстояния:

Мощность мотора в квт	Расстояние, потребное для свободной выемки ротора, в м
20	1,2
40	1,5
75	1,6
100	1,9
200	2,2
300	2,4
400	2,6

Таким образом, вокруг каждого агрегата должна предусматриваться свободная площадь для его обслуживания.

В последнее время наши заводы освоили производство насосов с разъемным в горизонтальной плоскости корпусом. Это позволяет при демонтаже вал насоса с колесами при помощи подъемного приспособления поднимать вверх. Указанное на крупных станциях может привести к некоторому уменьшению их площади. Потребная площадь для пусковых и распределительных устройств с некоторым приближением может быть определена на основании данных, приведенных в главе о насосных станциях с электрооборудованием и пр.

При установке котлов и локомотивов необходимо учитывать потребную площадь перед ними; перед вертикальными котлами Шухова необходимо расстояние не менее 3 м и для локомотивов расстояние, достаточное для выемки труб котла. Определяя потребную площадь насосной станции, следует также учитывать необходимость размещения шкафов, столов и пр., иногда небольшой ремонтной мастерской (при значительном удалении станции от жел.-дор. станции или населенного пункта), уборной, умывальной и т. д. Проектируя насосную станцию, следует иметь в виду необходимость и возможность перемещения оборудования внутрь здания насосной станции. Для этой цели предусматривается часть дверей или окон достаточной ширины. Насосные станции должны быть выполнены из огнестойких или несгораемых материалов. Насосные станции с паровым оборудованием должны удовлетворять правилам, устанавливаемым органами по котлонадзору, и с прочим оборудованием — правилам по технике безопасности. В необходимых местах должны быть предусмотрены ограждения перилами и т. д. При насосных станциях устраивается склад топлива емкостью не менее трехмесячного расхода топлива агрегатами.

§ 6. Фундаменты под агрегаты

При установке дизелей и иных двигателей, имеющих большой вес и дающих динамическую нагрузку, проектированию и расчету фундаментов придается особо серьезное значение. Агрегаты (двигатели, котлы и пр.) устанавливаются на фундаментах, устраиваемых обычно согласно чертежам заводов, изготовляющих оборудование.

Вопрос о рациональном выборе размеров фундаментов для электромоторов и центробежных насосов, стоящих отдельно или непосредственно соединенных на общей фундаментной плите, несмотря на относительно небольшой вес этих агрегатов, имеет также существенное значение. Большинство этих машин работает при наличии некоторой неуравновешенности вращающихся масс, вызывающей вибрации всей системы.

Для выполнения рационального фундамента необходимо соблюдение следующих условий:

- а) вибрация системы должна быть наименьшей;
- б) вибрации не должны передаваться стенам помещения и не должны оказывать на них влияния;
- в) явление резонанса между системой, стоящей на основании, и силами неуравновешенных вращающихся масс не должно иметь места;
- г) фундамент при соблюдении всех приведенных условий должен обладать наименьшим весом.

При проектировании фундамента необходимо руководствоваться следующим:

- 1) по намеченным размерам фундамента определяется его вес, который скла-

дывается с весом машины, и по существующим методам производится проверка фундамента. При этом давление на грунт не должно превышать допускаемого по нормам;

2) для больших агрегатов, располагаемых вблизи стен, заглубление фундамента желательно ниже глубины заложения фундаментов стен для уменьшения передачи последним вибраций;

3) фундамент ни в коем случае не должен связываться с полом и стенами здания; между полом и фундаментом необходимо оставить щель в 10 — 15 мм;

4) уровень грунтовых вод должен лежать по возможности ниже подошвы фундамента, в противном случае желательно, а иногда и необходимо устройство искусственного основания (уплотнение грунта, сваи и пр.), так как вода способствует передаче вибраций;

5) непосредственное возведение фундамента на скалистом грунте не допускается; необходима предварительная выемка скалы и подсыпка чистого сухого песка слоем 400 — 500 мм с изоляцией его от увлажнения;

6) при конструировании фундамента необходимо, чтобы центр тяжести системы совпадал с центром тяжести основания. Фундаментные болты следует пропускать возможно глубже для захвата большей массы фундамента. Заливку болтов доверху производить не рекомендуется, необходимо оставлять незалитой часть их длиной от 100 до 150 мм, каковую засыпать сухим песком для сохранения эластичности;

7) по окончании кладки фундамента часть, выступающую над полом, необходимо зажеlezнить раствором цемента с земляным суриком в целях предохранения разрушения бетона от минерального масла, попадающего на фундамент;

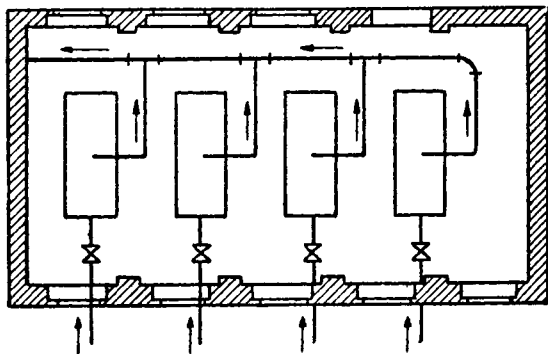
8) наиболее употребительным материалом для фундаментов служит бетон или кирпичная кладка из хорошо обожженного кирпича на цементном растворе 1 : 2.

§ 7. Расположение насосов. Трубопроводы и их трассировка

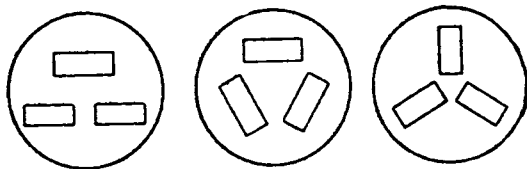
Расположение насосов на насосной станции может быть различным. Насосные агрегаты могут быть расположены так, что валы их будут параллельны друг другу или, наоборот, располагаться по одной прямой. Схема устанавливается в зависимости от характера и назначения станции, количества и вида агрегатов, перспектив расширения и т. п.

Обычно на насосных станциях агрегаты расположены в один ряд (фиг. 171) или в два ряда. В принципе расположение агрегатов должно быть так осуществлено, чтобы это соответствовало наименьшей стоимости станции и наибольшему удобству в смысле переключений трубопроводов, обслуживания, расширения станции и т. д. Иногда если станция представляет в плане круг—встречается необычное расположение насосов (фиг. 172). Такое расположение диктуется необходимостью экономить в стоимости станции (заглубленной), вообще очень дорогой.

Трубопроводы на насосных станциях могут быть расположены различно в зависимости от числа и размещения агрегатов, расположения резервуаров и



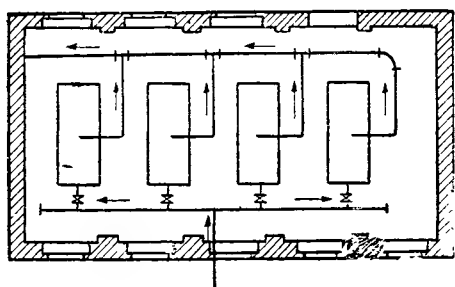
Фиг. 171



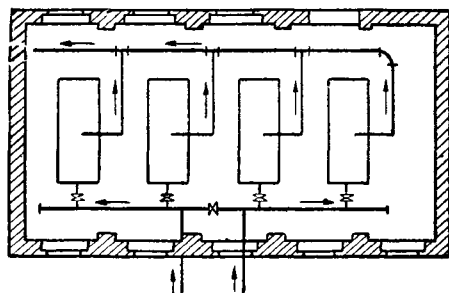
Фиг. 172

всасывающих колодцев, в зависимости от количества напорных водоводов, необходимости выделения для ремонта части станции, без нарушения при этом нормальной работы станции и т. д.

Схема расположения трубопроводов должна быть такова, чтобы при наибольшей простоте, наименьшем количестве задвижек и фасонных частей максимально обеспечить нормальную работу каждого из агрегатов. Особо большое значение имеет правильное расположение всасывающих трубопроводов и особенно при параллельной работе нескольких центробежных насосов.



Фиг. 173

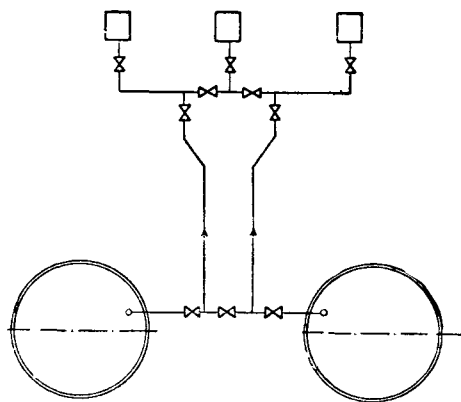


Фиг. 174

На фиг. 171 показано правильное расположение всасывающих трубопроводов, а на фиг. 173 — неправильное расположение.

Расположение трубопроводов, показанное на фиг. 174, принято на целом ряде водопроводов; расположение это при параллельной работе центробежных насосов не рекомендуется. При установке поршневых насосов такое расположение трубопроводов допустимо.

В тех случаях, когда всасывающие линии имеют значительное протяжение, следует у самой насосной станции расположить приемный колодец, воду подвести к приемному колодцу и всасывание насосами осуществлять из последнего.



Фиг. 175

На фиг. 175 показана распространенная схема расположения всасывающих трубопроводов и задвижек на них при установке трех насосов, забирающих воду из подземных резервуаров.

Всасывающая линия прокладывается с постепенным подъемом к насосу, крутые и частые изгибы ее не должны иметь места.

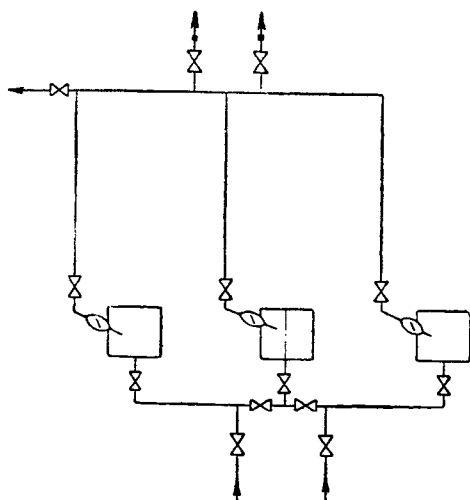
Часто всасывающие трубопроводы проектируют в галлереях или иных открытых для осмотра местах, предусматривая при этом удобный доступ к трубам. В случае прокладки всасывающих стальных труб со сварными стыками это необязательно. В том случае, когда отметка воды в резер-

вуаре, колодце, реке или другом источнике может быть выше отметки оси насоса, на всасывающем трубопроводе необходимо предусмотреть задвижку.

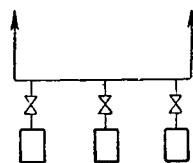
В проектировании напорных трубопроводов в пределах станции конструктор менее ограничен. На фиг. 171 показана простейшая схема соединения напорных трубопроводов насосов при общем напорном трубопроводе станции (задвижки и пр. не показаны).

На фиг. 176 показана схема расположения всасывающих и напорных трубопроводов. Следует обращать внимание на размещение задвижек с тем, чтобы

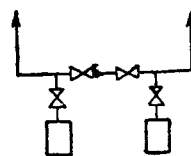
смена или ремонт задвижки не вызывали вынужденный простой всей станции и чтобы при ремонтах насосов, обратных клапанов, водомеров и пр. была обеспечена работа части насосов станции. Устройство по схеме фиг. 177 может потребовать остановки всей станции при ремонте любой задвижки (впредь до постановки заглушки); схема по фиг. 178 позволяет ремонтировать любую задвижку при одном выключенном агрегате. В особых случаях (особенно в водоснабжении ряда заводов), когда перебои не могут быть допущены и регулирующие резервуары недостаточны или отсут-



Фиг. 176



Фиг. 177

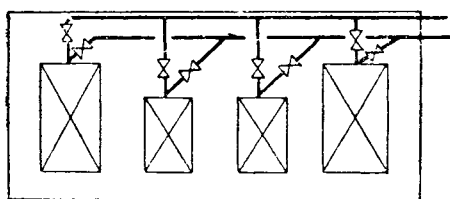


Фиг. 178

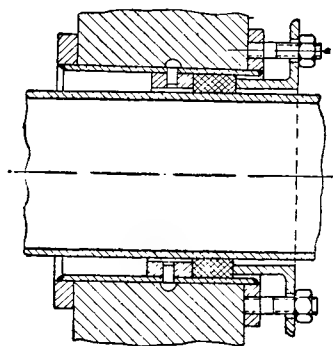
ствуют, этому последнему обстоятельству придают исключительное значение, поэтому в отдельных случаях устраивают в пределах станции кольцевую напорную линию (фиг. 179).

На напорной линии до выхода ее из станции часто устраивается ответвление на случай выпуска воды из водовода. Расположение штуцеров насосов должно обязательно учитываться при разработке рабочих чертежей станции; различное расположение штуцеров требует установки различных фасонных частей.

Напорный трубопровод в пределах станции обычно выполняется из чугунных фланцевых труб. Вместо чугунных литых фасонных частей в последнее время на ряде станций устанавливают изготовляемые на месте сварные стальные фасонные части. При давлении более 10 ат укладываются стальные трубы. Темпера-



Фиг. 179



Фиг. 180

турные напряжения в водоводах в исключительных случаях вызывают необходимость постановки компенсаторов.

Трубопроводы насосной станции диаметром до 300 мм в пределах станции обычно укладываются в каналах. Размеры каналов должны обеспечить возможность осмотра, смены труб и пр.

При прокладке одной трубы в зависимости от диаметра последней каналы имеют размеры, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Д труб в мм	Глубина канала в см	Ширина канала в см
100	60	60
125	65	65
150—200	70	70
250—300	80	80

В некоторых случаях в те же каналы укладывается и кабель, тогда размер канала может быть несколько увеличен. Каналы перекрываются рифленым железом.

Нередко трубопроводы (диаметром выше 350 мм) укладываются в подвалах или проходных галереях с перекрытием из съемных плит. При этом трубы укладываются на кирпичные или бетонные столбики.

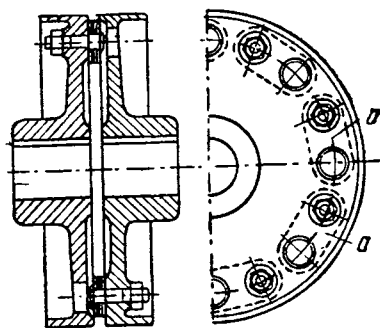
При пропуске труб через стены в последних предусматривается небольшой проем со сводиком, заполняемый жирной глиной. По осадке здания проем заделывается кирпичом. При возможности поступления в станцию грунтовых или иных вод указанный проем сразу заделывается наглухо. Труба может быть уложена в чугунном патрубке — кожухе, заделываемом наглухо в стену; просвет между кожухом и трубой проконопачивается.

На фиг. 180 показан специальный сальник, устраиваемый при пропуске труб через стену.

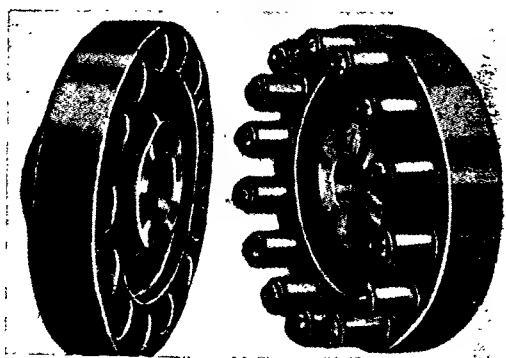
§ 8. Соединения насосов с двигателями

А. СОЕДИНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С НАСОСОМ НА ОБЩЕМ ВАЛУ

Возможность соединения электромотора и центробежного насоса непосредственно на одном валу, простота обслуживания агрегата, незначительная площадь, занимаемая агрегатом, и отсутствие необходимости в дополнительной площади для осуществления передачи дают большие преимущества электронаасосу. Поэтому чаще всего насос и электромотор располагаются на общей фундаментной



Фиг. 181



Фиг. 182

плите и соединяются при помощи муфт. Возможно непосредственное соединение насоса с паровой турбиной (турбонасос). Муфты употребляются и для соединения редукторов с двигателем с одной стороны и насосом — с другой.

На фиг. 181 изображена дисковая эластичная муфта, состоящая из двух половинок. Каждая половинка муфты заклинивается на валу (насоса и мотора) наглухо. Между дисками муфты вкладываются кожаные прокладки *а*, притягиваемые болтами, одним концом — к одному диску, и другим — к другому; передача вращательного момента производится этими кожаными прокладками.

Большим распространением пользуется эластичная муфта, показанная на фиг. 182. Муфта состоит из двух половинок, одна из которых имеет цапфы, на которые надеваются резиновые кольца, а другая — соответствующие этим

цапфам цилиндрические отверстия, в которые входят цапфы. Встречаются и другие конструкции эластичных муфт.

Подвижность одной полумуфты по отношению к другой у различных муфт различна. Осевое перемещение возможно обычно в пределах нескольких миллиметров.

Б. ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

Для передачи небольших мощностей при небольших числах оборотов в водоподъемных агрегатах применяются обыкновенные цилиндрические зубчатые колеса.

Для передачи больших мощностей и при больших скоростях применяются колеса с угловидными зубцами.

Передача при помощи системы зубчатых колес носит название редуктора, хотя обычно под термином «редуктор» понимают зубчатую передачу, заключенную в коробку (фиг. 183).

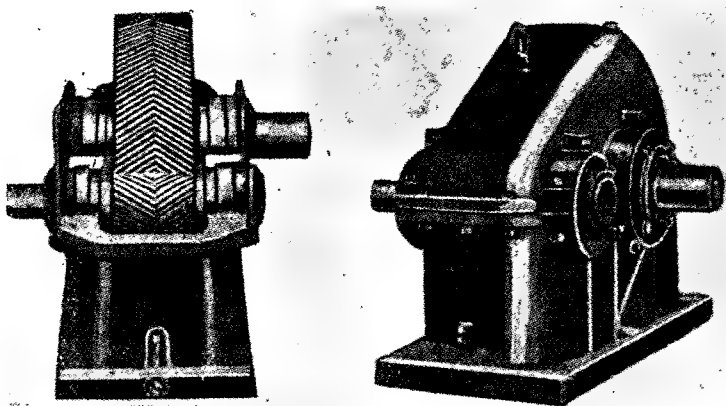
В водоподъемных агрегатах применяются одноступенчатые редукторы, состоящие из корпуса и пары колес.

Связь редуктора с насосом и двигателем осуществляется при помощи муфт.

Для уменьшения износа зубцов колес последние работают так, что нижняя часть их находится в масле.

Колеса исполняются из специальной хромоникелевой стали, закаливаются, затем шлифуются на специальных станках.

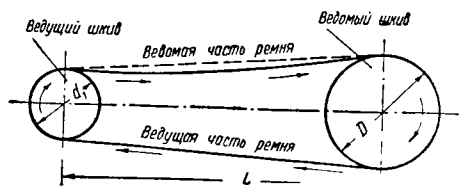
К.п.д. редукторов обычно колеблется в пределах 0,95 — 0,98. Редуктор позволяет насос и двигатель использовать при наивыгоднейшем для каждого из них числе оборотов, что весьма существенно.



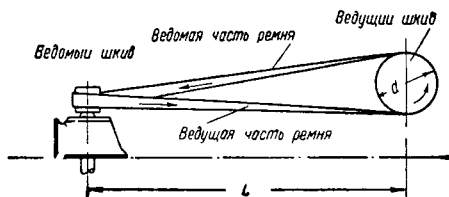
Фиг. 183

В. РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

В водоподъемных сооружениях наиболее распространенным видом ременной передачи является открытая (фиг. 184), когда вращение обоих валов направлено в одну сторону; очень редко может встретиться и полуперекрестная (фиг. 185),



Фиг. 184



Фиг. 185

применяемая в тех случаях, когда валы скрещиваются под углом, равным 90°. Передача крутящего момента осуществляется здесь за счет силы трения, возникающей между рабочей цилиндрической поверхностью шкивов и ременной лентой, надетой на шкивы с некоторым натяжением.

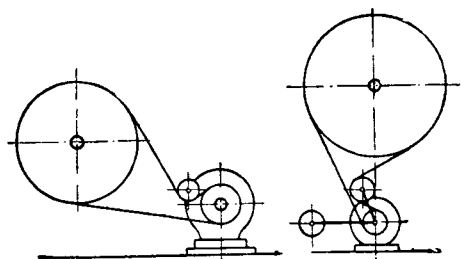
Ременные передачи применяются для передачи различных мощностей — от очень малых до больших. Работа передачи зависит от расстояния между валами: чем меньше это расстояние, тем спокойнее работает передача; при параллельном

расположении валов пределом служит расстояние примерно в 8 м. В горизонтальных и наклонных передачах ведущую ветвь располагают внизу, так как она более натянута, а ведомую — сверху; последняя, будучи слабее натянута и провисая, увеличивает угол обхвата.

При малом расстоянии между валами и малом угле обхвата на меньшем шкиве устанавливают натяжные ролики для лучшего обхвата обода шкива (фиг. 186); это позволяет передавать значительно большие мощности. При применении натяжных роликов необходимость в укорачивании вытягивающегося во время работы ремня отпадает.

При передаточном отношении до 4 — 5 в индивидуальном приводе передача вращательного момента от двигателя к насосу производится без натяжного ролика; при большем передаточном отношении требуется применение натяжного ролика независимо от длины ремня.

Ременные передачи бывают индивидуальные, когда шкив насоса соединен ремненной лентой непосредственно со шкивом двигателя, т. е. когда каждый насос обслуживается двигателем самостоятельно, и групповые — при передаче от одного двигателя одновременно к нескольким насосам через трансмиссию. Принадлежностями каждой трансмиссии являются валы, шкивы, подшипники, подвески или кронштейны, и дополнительные приспособления, как то: устройства для перевода ремня, муфты для соединения валов, направляющие ролики и



Фиг. 186

пр. Валы изготовляются из стали; шкивы — из чугуна, стали и дерева; самыми распространенными являются чугунные.

При передачах небольших мощностей, когда ширина ремня сравнительно небольшая, его можно переводить с одного шкива на другой; для этого на трансмиссионном валу рядом с рабочим шкивом, закрепленным на валу, ставится холостой шкив, свободно вращающийся на валу. Шкив на насосе в этом случае имеет ширину обода, соответствующую двойной ширине рабочего

шкива на валу трансмиссии. Холостой шкив может быть расположен и на валу насоса; в таком случае на валу трансмиссии рабочий шкив должен иметь ширину обода, соответствующую примерно двойной ширине рабочего шкива на насосе.

При приведении в действие центробежного насоса электродвигателем ремennую передачу целесообразно проектировать лишь в тех случаях, когда есть некоторая неопределенность в отношении действительных условий работы насосов. Тогда путем изменения диаметра шкивов можно получить различные числа оборотов насоса, а соответственно с этим и различные Q и H . Ременная передача требует большего места, нежели при непосредственном соединении насоса с двигателем, менее компактна, а главное требует излишнего расхода энергии, к.п.д. ремнной передачи колеблется в зависимости от передаваемой мощности, конструкции передачи и т. д. и в среднем составляет около 0,95.

Ременные передачи в водоподъемных сооружениях больших мощностей употребляются очень редко; при средних и малых мощностях они встречаются часто.

Применяемый ремень должен быть хорошего качества, достаточно вытянутым, тонким и мягким. Встречаются прорезиненные плоские ремни, реже — хлопчатобумажные и из верблюжьей шерсти. Ремень не следует сильно натягивать, так как при этом он вызывает ненормальный износ вала и подшипников.

Недопустимо применение и слабо натянутых ремней, так как это будет вести к скольжению и, следовательно, к уменьшению производительности насосов.

Расчет передачи состоит в определении диаметра шкивов, скорости движения ремня, усилия, передаваемого им, и размеров ремня.

Методы расчета приводятся в соответствующих пособиях.

§ 9. Приемные, обратные и предохранительные клапаны

Для заполнения насоса и всасывающего трубопровода перед пуском насоса трубопровод чаще всего снабжается приемным клапаном. Последний устанавливается на расстоянии не менее 0,5 м от дна колодца, резервуара и т. д. и на расстоянии не менее двух-трех диаметров от стенок колодца. Минимальное погружение под уровень воды—полтора-два диаметра трубы.

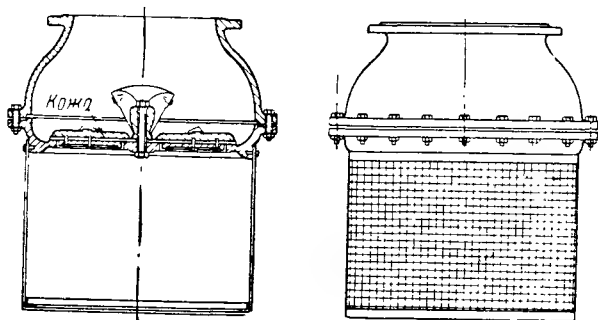
Приемные и обратные клапаны действуют автоматически; они допускают движение жидкости в одном направлении и не допускают в обратном.

Приемный клапан представлен на фиг. 187, а на фиг. 188—сварной приемный клапан (может быть изготовлен на строительстве).

Во избежание излишней потери напора и частой очистки сетки общая площадь отверстий в ней должна быть в несколько (четыре-пять) раз больше площади сечения трубы.

Представленная на фиг. 189 конструкция клапана позволяет просто осуществлять очистку сетки (от травы, водорослей и пр.) во время эксплуатации. Длинным ключом, выходящим наружу, поворачиваются особые медные щетки, очищающие сетку.

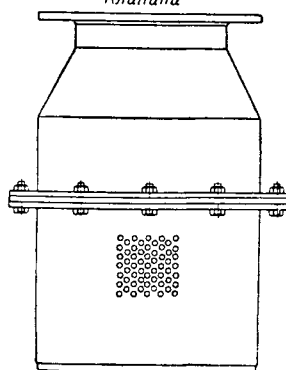
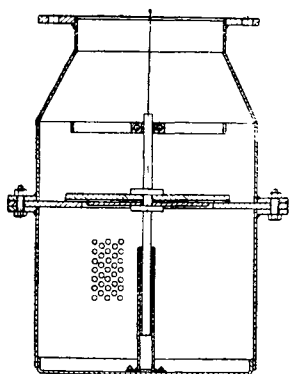
При заполнении водой (перед пуском) насосов, развивающих большие давления, приемные клапаны должны рассчитываться на значительное давление, которое может им передаваться при открытии перепускного вентиля на обратном клапане. Если к насосу вода подается



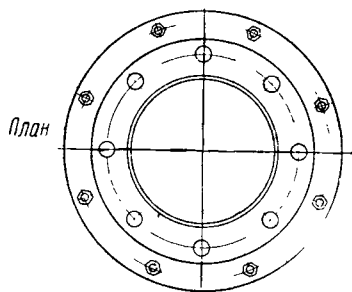
Фиг. 187

Разрез по А-Б

Общий вид сварного приемного клапана



Фиг. 188

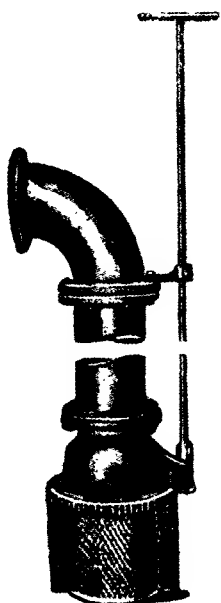


под давлением, то приемный клапан не нужен. Для большей сохранности частей насоса непосредственно за ним ставится обратный клапан, открывающийся в направлении движения воды под ее давлением и закрывающийся при прекращении подачи под влиянием давления, имеющегося за клапаном. Центробежный насос при остановке его и отсутствии приемного (и обратного) клапана или его неисправности работал бы как водяная турбина и электромотор — как генератор, что является недопустимым. Как правило, обратный клапан устанавливается при напоре более 20 — 25 м или длине трубопровода более 20 м.

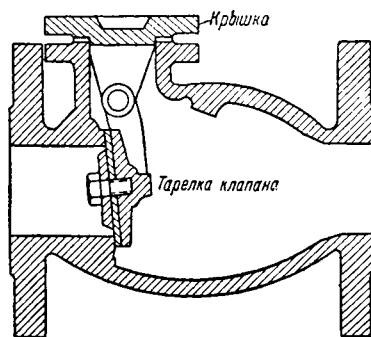
На фиг. 190 изображен обратный клапан, устанавливаемый как на горизонтальном, так и на вертикальном трубопроводах. Клапан состоит из корпуса

с фланцами, тарелки клапана и крышки, закрывающей отверстие в корпусе. Тарелка вращается относительно оси, закрепленной в теле корпуса. Для сообщения напорного трубопровода с корпусом насоса, разделенных тарелкой клапана (при заполнении центробежного насоса или при опорожнении напорного трубопровода), в корпусе клапана устраивается перепускная трубка с вентилем, при открытии которого вода может переходить по трубке из одной полости клапана в другую.

На фиг. 191 показан сварной обратный клапан диаметром 300 мм.



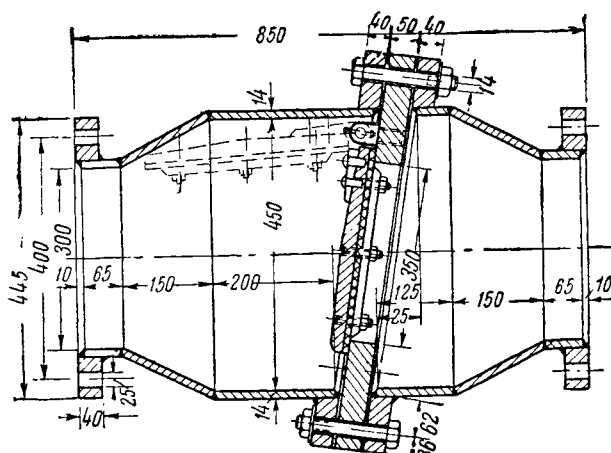
Фиг. 189



Фиг. 190

При внезапном закрытии клапана происходят удары, которые часто могут быть весьма значительными; они ведут к быстрому износу рабочих частей его.

На фиг. 192 показана специальная конструкция клапана. Корпус состоит из двух стягиваемых болтами частей, между которыми зажат диск круглого сечения, имеющий ряд небольших



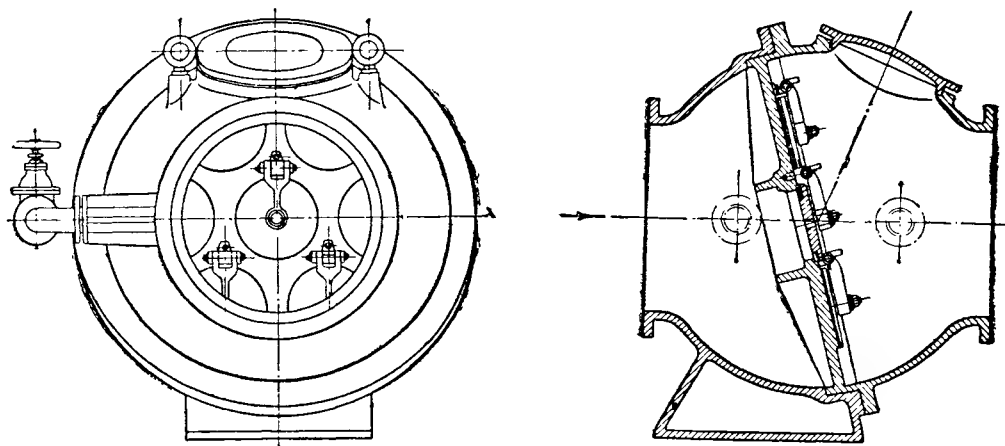
Фиг. 191

отверстий. Каждое отверстие представляет собой седло обыкновенного откидного клапана; таким образом, ряд небольших клапанов расположен на одном общем диске. Для доступа к отдельным клапанам корпус в верхней своей части имеет отверстие с крышкой. Для сообщения полости насоса и трубопровода имеется перепускная трубка с задвижкой. Такой клапан применяется для трубопроводов больших диаметров (400 — 1 000 мм). Клапан имеет большой вес; возможна установка его на

особом фундаменте; для этой цели корпус имеет в нижней части соответствующий прилив.

Клапан, изображенный на фиг. 193, представляет собой конструкцию с откидной тарелкой и приспособлением для замедленной посадки тарелки на седло. С осью вращения клапана связан двуплечий рычаг, один конец которого несет груз, служащий для уравнивания тарелки клапана, а другой — связан с поршнем масляного тормоза. При подъеме тарелки клапана рычаг поворачи-

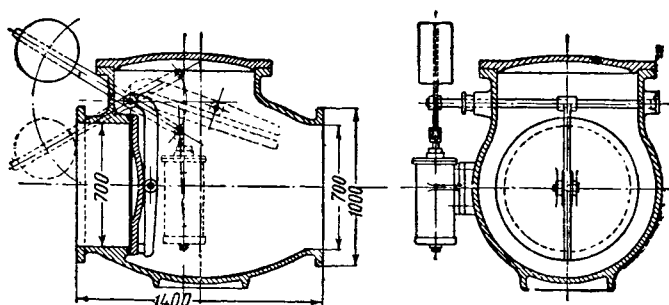
вается относительно оси вращения последней и концом, связанным со штоком поршня, производит подъем поршня. При движении поршня во время закрытия клапана в цилиндре происходит перепуск масла с одной стороны поршня на другую. Масло при протекании по каналу или отверстию незначительного диаметра имеет небольшую скорость движения, и поршень в цилиндре движется с малой скоростью; малую скорость движения имеет и конец рычага клапана,



Фиг. 192

связанного с поршнем. В силу замедленного движения рычага клапана тарелка клапана, связанная с ним, садится на седло также с замедлением, чем и устраняется удар тарелки о седло.

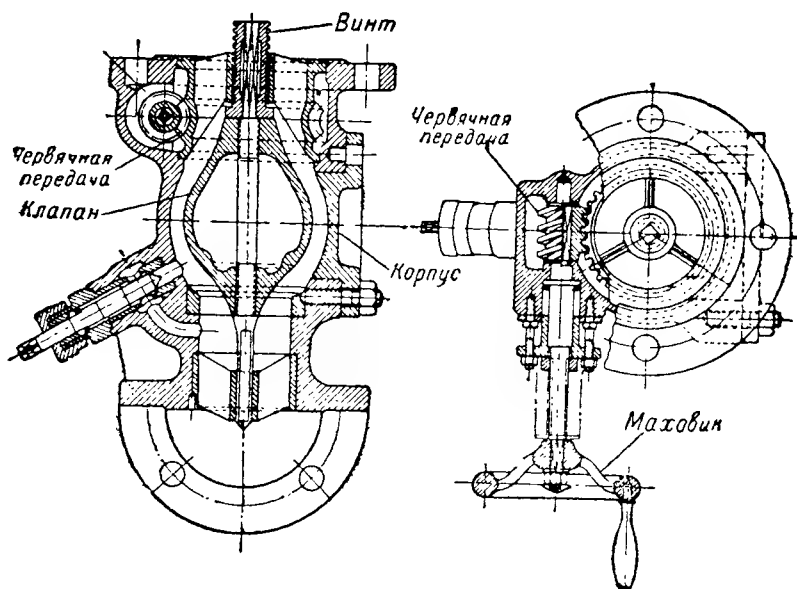
Иногда от обратного клапана отводится труба, на которой устанавливается предохранительный клапан, служащий для выпуска воды и уменьшения давления в том случае, когда последнее превзойдет допускаемую величину. Как правило, у центробежных насосов на напорном штуцере ставят обратный клапан и задвижку.



Фиг. 193

На фиг. 194 показан комбинированный клапан, заменяющий собой одновременно и клапан и задвижку. Он состоит из корпуса и клапана грушевидной формы. Работа клапана заключается в следующем: при помощи червячной передачи, приводящейся в движение маховиком, поднимается винт, за ним под давлением воды поднимается вверх клапан; через полученный таким образом кольцевой проход вода может свободно проходить в нагнетательный трубопровод, протекая между стенками корпуса клапана и самим клапаном грушевидной формы. При остановке насоса клапан под давлением воды, устремляющейся к насосу, и действием собственного веса садится на седло и разобщает насос от трубопровода.

Для заполнения насоса водой в корпусе имеется приспособление, позволяющее сообщать полости, разделяемые клапаном. Внезапные и быстрые посадки тарелок обычных обратных клапанов, являющиеся следствием внезапных выключений тока и остановок насоса, вызывают гидравлические удары. Здесь почти одновременно имеет место прекращение работы насоса, вызывающее гидравлический удар и аналогичное явление вследствие быстрой посадки обратного клапана. Кривые изменения давлений в сумме дают общую кривую, характеризующую повышение давления. В ряде случаев давления у насоса достигали примерно 34 ат вместо 22 при нормальной его работе и в конце водовода около 12 ат, где это давление обычно близко к 1 ат. Частые выключения тока и частые гидравлические удары приводят к постепенному нарушению нормальной работы труб и стыков и далее к авариям. Для предотвращения таких аварий рекомендуется установка у начала напорного водовода предохранительного клапана, отрегулированного с таким расчетом, чтобы в момент



Фиг. 194

повышения давления на некоторую заранее заданную величину клапан открывался (некоторое количество воды выбрасывается наружу и давление падает).

Другим мероприятием является устройство, служащее для принудительной замедленной посадки клапана в течение определенного заданного промежутка времени. В формуле для времени закрытия клапанов и пр., данной проф. Жуковским,

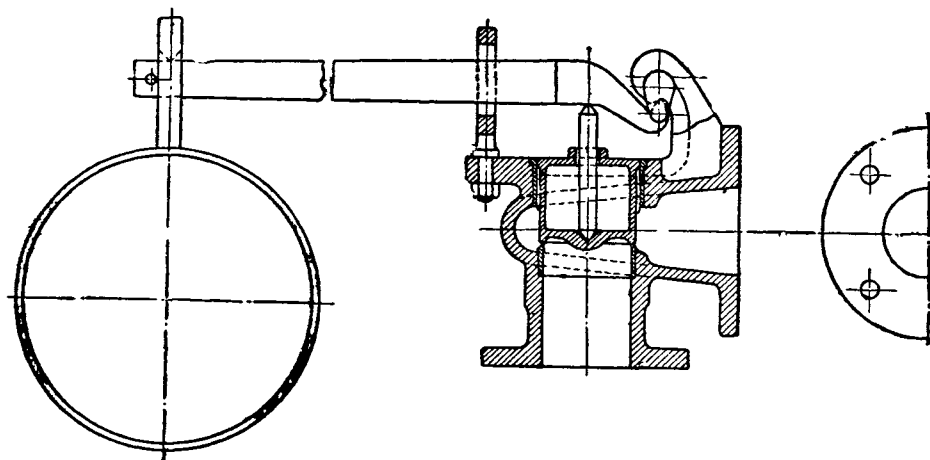
$$t = \frac{L \cdot v}{75 P},$$

где L в саженях, а v в футах.

Время это зависит от длины трубы, поэтому следует особо подчеркнуть значение замедления посадки клапана для длинных водоводов. Так, например, для водовода, имеющего длину 5 км при скорости движения воды в нем около 0,6 м (2 фута), при допущении повышения давления в 3 ат время закрытия клапана должно выражаться величиной:

$$t = \frac{L \cdot v}{75 P} = \frac{5 \cdot 500 \cdot 2}{75 \cdot 3} \approx 22 \text{ сек.}$$

Итак, для устранения опасности разрушения длинных водоводов можно применять на насосах обратные клапаны с принудительной замедленной посадкой, достигаемой применением конструкции масляных или иных амортизаторов, рассчитанных в каждом отдельном случае на необходимое время посадки клапана.



Фиг. 195

Наиболее распространенные конструкции предохранительных клапанов показаны на фиг. 195 и 196; установка их рекомендуется в тех же целях (борьба с гидравлическими ударами) для большей надежности в работе.

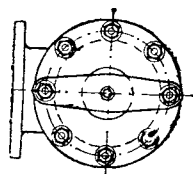
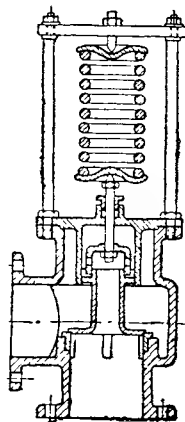
Предохранительные клапаны рекомендуется устанавливать одновременно с специальными конструкциями обратных клапанов. При установке обратных клапанов с замедленной посадкой нельзя устанавливать клапаны на всасывающих трубопроводах во избежание передачи им давлений из напорных трубопроводов и возможного разрушения их во время медленной посадки обратного клапана.

Для полуглабленных и заглубленных станций во избежание повреждения внутри станции при разрыве в трубопроводах или арматуре необходимо также устанавливать обратные клапаны в наружных колодцах на напорных трубопроводах.

§ 10. Вакуум-насосы

Ранее были распространены конструкции поршневых вакуум-насосов, обладающих рядом недостатков. При отсасывании воздуха вместе с последним из корпуса насоса могут попадать и частицы жидкости; попадание последних в цилиндр поршневого вакуум-насоса недопустимо, поэтому на линии, соединяющей вакуум-насос с центробежным насосом, необходимы специальные устройства для улавливания частиц жидкости. Сравнительно небольшая производительность этих вакуум-насосов требует большого промежутка времени для создания должного вакуума и осуществления всасывания.

Этими недостатками не обладают мокро-воздушные насосы, одна из конструкций которых — насос типа «Эльмо» — получила недавно значительное распространение.

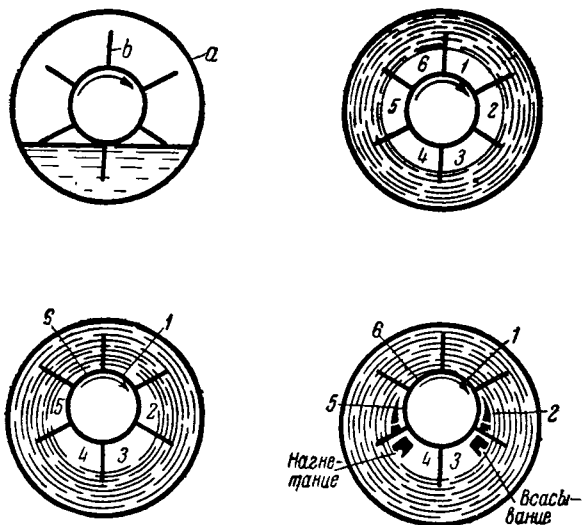


Фиг. 196

Вакуум-насос типа «Эльмо» состоит в основном из цилиндрического корпуса, вала и крыльчатого колеса, расположенного эксцентрично в корпусе.

Представим себе вращение колеса *b* с соответствующим образом расположенными лопатками внутри цилиндрического корпуса *a* вакуум-насоса, несколько заполненного водой (фиг. 197);

в том случае, если бы колесо было расположено концентрично по отношению к корпусу, вода, увлеченная лопатками колеса, вращалась бы вследствие центробежной силы в кольцевом пространстве у корпуса насоса; пространство между колесом и «водяным кольцом» 1—6, разделенное лопатками колеса, занято воздухом. Когда колесо расположено эксцентрично по отношению к корпусу насоса так, что средняя часть его соприкасается с «водяным кольцом», а воздух занимает различные объемы в свободном от воды пространстве, разделенном лопатками, то при вращении колеса, напри-



Фиг. 197

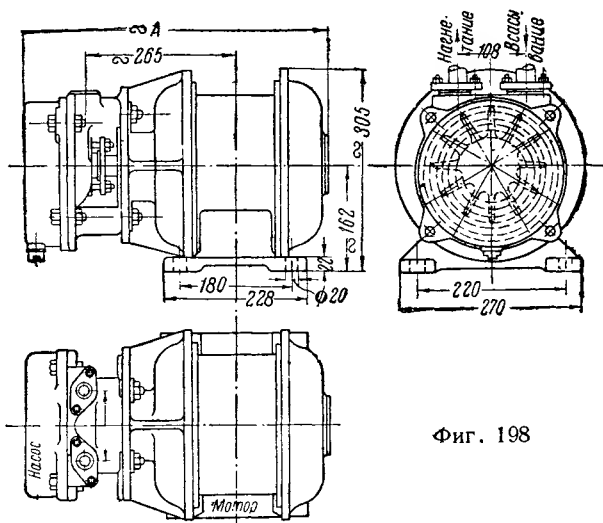
мер, по часовой стрелке, объем 1, занимаемый воздухом, увеличивается до размеров пространства 2 и далее до пространства 3, и затем уменьшается до пространств 4, 5 и 6; таким образом, воздух, находящийся в пространстве 1, имеет возможность вначале расширяться, затем вновь сжиматься. Если пространства 1, 2, 3 соединить каналом с местом, откуда предполагается всасывать воздух, и пространства 4, 5 и 6 соединить с местом, куда воздух будет нагнетаться, то при вращении колеса воздух будет устремляться в пространства 1, 2 и 3 и выбрасываться после сжатия через пространства 4, 5 и 6.

Достижимый насосами «Эльмо» вакуум может быть очень высок. Число оборотов насосов «Эльмо» велико (1 500, 3 000 в 1 мин.). Насос, соединенный на общем валу с электромотором, представляет собой весьма компактный агрегат, занимающий очень мало места. На фиг. 198 представлен

такой насос с пристроенным к нему электромотором (завод «Красный факел»). На фиг. 199 дана установка аналогичного насоса с электромотором 1,5 кз и $n = 2\,900$ в 1 мин. производительностью $0,12 \text{ м}^3/\text{мин}$ при вакууме 8,2 м вод. ст. и $0,15 \text{ м}^3/\text{мин}$ при вакууме 6,1 м вод. ст.

Расположенные у насоса бачки выполняют двойную роль: отсюда насос забирает рабочую жидкость (воду), сюда же он выбрасывает воздух и воду.

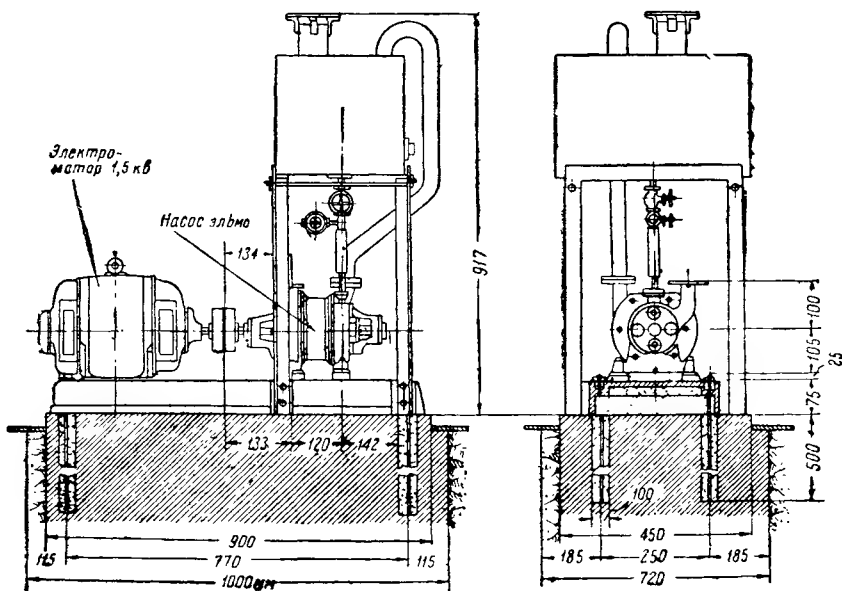
На фиг. 200 показана схема одной установки вакуум-насоса описанной ком-



Фиг. 198

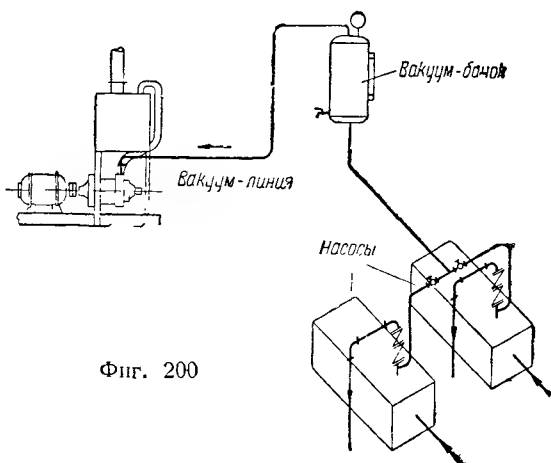
струкции. Как видно из схемы, иногда между насосом и вакуум-насосом предусматривается особый вакуум-бачок, откуда вакуум-насос непосредственно отсасывает воздух.

Расход, вызванный установкой вакуум-насосов, приводится по существу к амортизации их и незначительному ремонту. Насос перед каждым включением работает 2 — 5 мин. и расход энергии весьма мал.



Фиг. 199

Установка вакуум-насосов целесообразна, когда число насосов и, следовательно, число приемных клапанов значительно, когда производительность станции значительна и когда стоимость энергии не очень низка. На малых станциях с небольшим количеством агрегатов установка вакуум-насосов взамен приемных клапанов может быть излишней. Установка вакуум-насоса целесообразна при перекачивании грязных вод, когда не исключена возможность попадания под приемный клапан травы, камыша, кусочков дерева и т. д., что препятствовало бы нормальной посадке клапана и, следовательно, нормальной эксплуатации насоса.



Фиг. 200

§ 11. Задвижки и приводы к ним

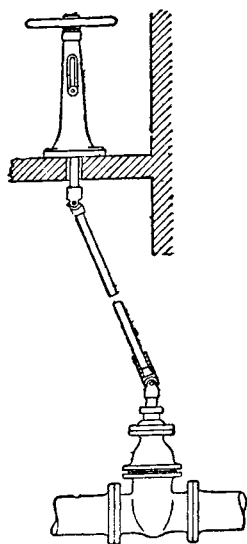
Существуют задвижки тяжелого или легкого типа для больших и малых давлений, с различной формой корпуса, со шпиндельной нарезкой, лежащей внутри корпуса или вне его, задвижки Лудло, задвижки с маховичком или специальным приводом и т. д.

Привод к задвижкам, будет ли то механическая передача, гидравлический привод или электрический, позволяющий производить открытие и закрытие за-

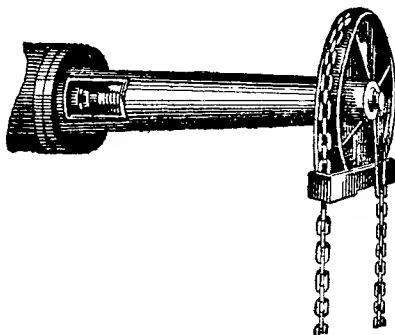
движек также и на расстоянии, в современных насосных станциях является существенным элементом.

Ручной привод к задвижкам применяется при малых давлениях на трубопроводах диаметром до 1 м и при больших давлениях на трубопроводах меньшего диаметра; в насосных установках, где задвижки закрываются и открываются довольно часто, где время закрытия и открытия должно быть относительно мало, ручной привод обычно применяется к задвижкам диаметром до 400 мм.

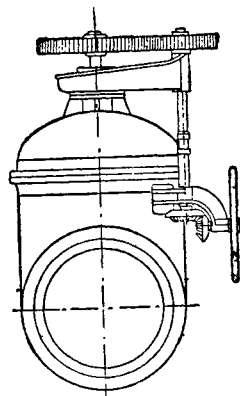
Различают ручной привод с промежуточной передачей и без таковой, т. е. с маховичком, непосредственно сидящим на шпинделе задвижки. Если задвижка,



Фиг. 201

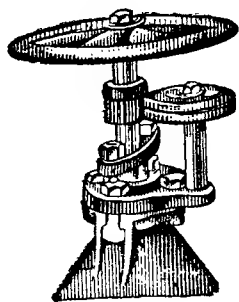


Фиг. 202



Фиг. 203

находится ниже пола станции (в подвале, галлерее), то для удобства управления шпиндель удлиняется и проходит внутри колонки, над которой устанавливается маховичок. В тех случаях, когда место не позволяет установить колонку непосредственно над задвижкой, можно осуществить передачу движения от маховичка к шпинделю задвижки при помощи рычагов, связанных шарнирами, как это показано на фиг. 201. При расположении задвижки на значительном расстоянии от пола станции при горизонтальном расположении шпинделя может применяться привод, показанный на фиг. 202. Задвижки диаметром больше 400 мм при средних давлениях имеют ручной привод с цилиндрическими, коническими колесами или червячной передачей или состоящий из комбинаций этих передач, как это изображено на фиг. 203.



Фиг. 204

Степень открытия или закрытия задвижки с ручным приводом со шпинделем внутри корпуса иногда не может быть точно определена без соответствующих весьма простых приспособлений.

Задвижка, изображенная на фиг. 204, имеет зубчатое колесо, сцепляющееся с двумя зубчатыми колесами, расположенными друг над другом; число зубьев нижнего на единицу меньше верхнего; поэтому при каждом вращении шпинделя нижнее колесо несколько опережает верхнее.

Это опережение, а следовательно и число оборотов шпинделя, характеризующее открытие задвижки, читается на нижнем колесе через прозор, имеющийся в верхнем.

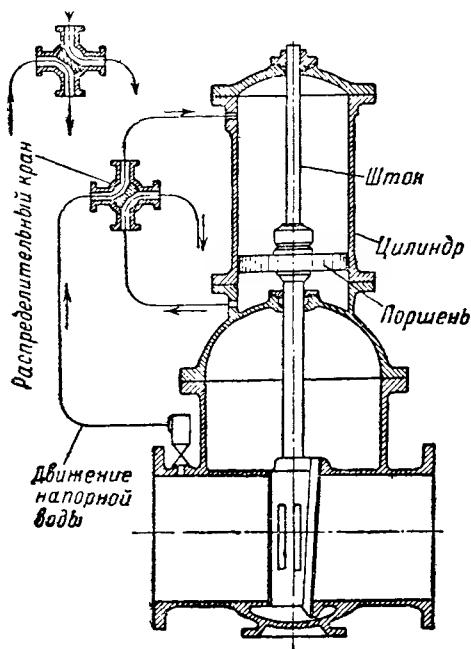
Гидравлический привод может быть применен всюду, где имеется давление не ниже 1 ат. Этот привод рекомендуется для задвижек большого диаметра и в особенности в тех случаях, когда открытие и закрытие задвижек должны происходить быстро.

Существующие гидравлические задвижки могут быть открыты и закрыты

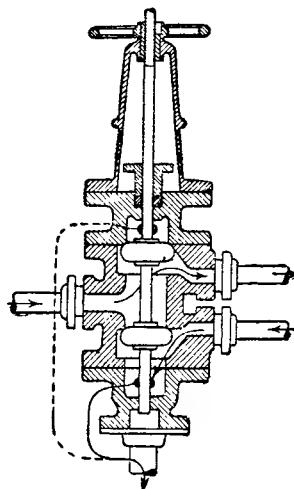
в промежутки времени, колеблющийся между несколькими секундами и 2 — 3 мин.

Принцип действия гидравлического привода может быть уяснен из фиг. 205. К корпусу задвижки пристроен цилиндр, в котором движется поршень, прикрепленный к шпинделю задвижки. Шток поршня проходит в корпусе задвижки и крышке цилиндра; уплотнение достигается при помощи сальников. Напорная вода для гидравлического привода в большинстве случаев берется из трубопровода, на котором установлена задвижка; исключения составляют случаи, когда задвижка установлена на всасывающем трубопроводе, когда имеются аккумуляторы давления или когда для привода употребляют не воду, а, например, масло.

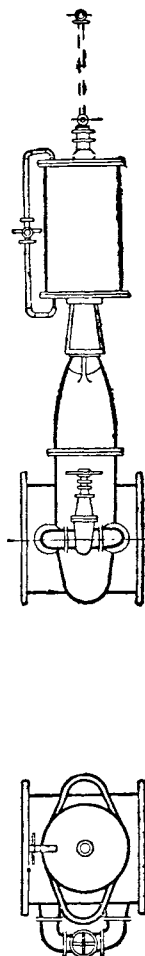
Как это видно из фиг. 205, одна трубка ведет к одной стороне поршня, и другая — к другой стороне, третья трубка подводит воду к распределительному крану, четвертая — отводит «отработанную» в приводе воду наружу. Распределительный кран, изображенный отдельно на фиг. 206, приводится в действие вручную. На фиг. 206а изображена задвижка с гидравлическим приводом с обводной задвижкой, открываемой вручную (завод «Армалиг»).



Фиг. 205



Фиг. 206



Фиг. 206а

Задвижки с гидравлическим приводом позволяют осуществлять закрытие и открытие их и на расстоянии. В этом случае и обводная задвижка снабжается гидравлическим приводом. Управление задвижкой на расстоянии до 100 м производится тем же гидравлическим путем, а на большем расстоянии — гидравлическим с электрической передачей. Включаемый на расстоянии ток приводит в действие электрический моторчик, сидящий у распределительного крана на задвижке; последний при помощи червячной передачи приводит распределительный кран в действие; простейшее дистанционное управление гидравлическими задвижками может быть осуществлено при помощи гидравлических золотников, приводимых в движение электромагнитами.

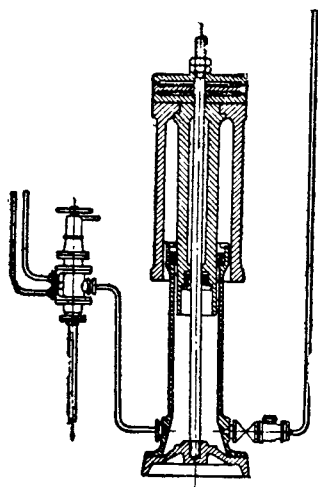
В тех случаях, когда в напорной линии по тем или иным причинам необходимое для гидравлического привода давление может отсутствовать, на станции должен быть установлен небольшой аккумулятор давления (фиг. 207), наполняющийся из напорного трубопровода.

Если не исключена возможность замерзания воды в задвижках, то в распределительный кран может подаваться под давлением масло. Гидравлический привод должен получить распространение в ряде установок на жел.-дор. транспорте.

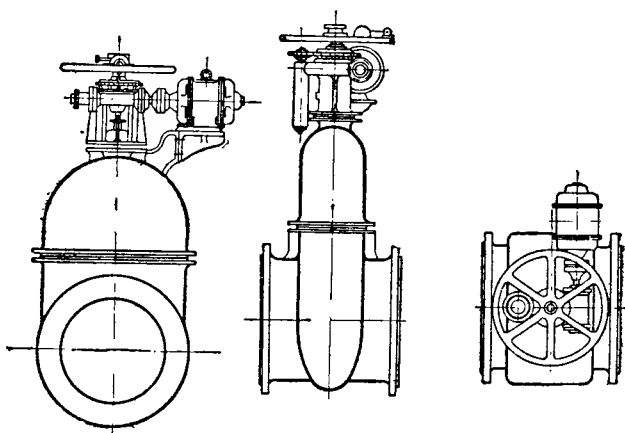
Электрический привод представляет большие возможности для полнейшей автоматизации, а также в тех случаях, когда должны быть осуществлены регулирование задвижкой и точная ее установка на то или иное открытие, каковое может быть отмечено точными электрическими приборами.

На фиг. 208 показана электрифицированная задвижка. Мощности моторов задвижек для давления 6 ат следующие: d равняется 300 — 400 мм, мощность мотора 0,8 кв; число оборотов мотора в 1 мин. 1 000; $d = 500$ мм, мощность мотора 1,5 кв; число оборотов мотора в 1 мин. 1 500.

Выключатели автоматически выключают мотор по достижении какого-либо из двух определенных положений (открытие, закрытие). В качестве привода служат короткозамкнутые моторы, включаемые без особых пусковых приспособлений.



Фиг. 207



Фиг. 208

Управление задвижками с электрическим приводом и все электрическое устройство для означенного управления могут быть различными:

а) управление вручную без особых приспособлений, сигнализирующих о положении задвижки, имеющее место на насосных станциях и при управлении на коротком расстоянии;

б) управление на расстоянии с установкой приборов, извещающих о конечном положении задвижки, применяющееся реже на насосных станциях;

в) управление на расстоянии с применением устройств и приборов, указывающих на любое положение задвижки, применяющееся главным образом на сети. В последнем случае задвижка не только может открываться с значительного расстояния на определенную величину, но и далее может устанавливаться в любом положении в зависимости от управления на центральной станции.

Электрический привод к задвижкам должен получить распространение на жел.-дор. транспорте.

§ 12. Водомеры

Для определения расхода воды в закрытых трубопроводах служат водомеры, показания которых основаны: 1) на измерении скоростей, когда количество протекающей воды измеряется в зависимости от числа оборотов крыльчатого колеса в корпусе водомера; крыльчатое колесо соединено системой зубчатых колес со счетным механизмом (водомеры Вольмана, типа Мейнеке и др.);

2) на использовании разницы давлений в насадках или диафрагмах (водомеры и шайбы Вентури). Ранее имело еще место применение поршневых объемных водомеров; в них вода, заполняя определенный объем, приводит в движение поршни; это движение передается счетчику (водомеры Фраже).

Основные требования, предъявляемые к конструкциям водомеров, определяются эксплуатационными условиями:

- 1) количеством учитываемой воды;
- 2) качеством воды;
- 3) давлением.

В зависимости от содержания в воде взвеси и загрязнений и возможности засорения или повреждения движущихся частей водомеры могут быть разделены на водомеры для грязной и чистой воды. Для учета загрязненных вод могут применяться водомеры Вентури (описываемые ниже), так как в них отсутствуют движущиеся части и имеется значительное проходное сечение. На жел.-дор. транспорте эти водомеры пока распространения не получили. Для учета чистой воды на насосных станциях и станциях обработки воды устанавливаются главным образом скоростные водомеры Вольтмана, но могут быть установлены и водомеры Вентури. На мелких трубопроводах распределительной сети, ответвлениях к зданиям и т. д. устанавливаются скоростные водомеры мелких калибров различных систем, описанные в первом томе в разделе «Внутренний водопровод».

Температура перекачиваемой воды также определяет необходимую для установки конструкцию водомеров. Водомеры в этом смысле делятся на водомеры для холодной и горячей воды. Первые предназначаются для воды с температурой до $+25^{\circ}$, последние — до температуры $+90^{\circ}$.

Рабочее давление в трубопроводе должно соответствовать указанному в паспорте водомера. Водомеры, устанавливаемые на станции, обычно изготовляются на рабочее давление до 10 ат и испытываются при давлении до 15 ат. Для давления в трубопроводе свыше 10 ат должны устанавливаться водомеры, специально выполненные заводами на требуемое давление.

Характерные условия, по которым выбирается водомер. Для правильного выбора водомера необходимо знать качество воды, которую предполагается учитывать, и условия работы: количество пропускаемой воды, рабочее давление, температуру, степень загрязненности, продолжительность работы водомера в сутки.

Предварительно должны быть определены максимальный секундный, средний, наибольший и наименьший часовой и суточный расходы воды. Водомеры обуславливают значительную потерю напора, поэтому решающим при выборе могут являться и потери в нем. В заводских данных приводятся теоретические величины пропускной способности, обозначающие такой часовой расход, который при прохождении через водомер давал бы потерю напора в нем, равную 10 м. Этот расход не имеет места в постоянной эксплуатации, ибо помимо большой потери напора это повлекло бы за собой быстрый износ движущихся частей водомера. Он введен как показатель, характеризующий водомер, и носит название характерного расхода. Потеря напора в водомере пропорциональна квадрату расхода и выражается постоянным отношением:

$$h = \frac{Q^2}{B},$$

где h — потери напора в м;

B — постоянная характеристика данного водомера;

Q — расход в л/сек.

Зная характерный расход, можно вычислить B и определить все интересующие промежуточные потери напора при любых расходах:

$$B = \frac{Q_x^2}{10},$$

где Q_x — характерный расход;

$$h = 10 \text{ м}$$

Формула может иметь и такой вид:

$$h = AQ^2,$$

где $A = \frac{1}{B}$ — постоянный коэффициент.

Потеря напора в водомере колеблется в среднем в пределах от 0,25 до 1 м.

Другим ограничивающим условием при выборе водомера служит максимальная суточная нагрузка. Общий суточный расход не должен превышать максимально допустимой нагрузки.

В заводских данных приводятся максимальные суточные нагрузки при работе 10 час. в сутки и при работе 24 часа в сутки. Это — одно из основных условий при выборе водометров для учета воды на станциях. Далее при подборе водомера необходимо учитывать минимально допустимую нагрузку. Наконец, максимальный часовой расход не должен превышать половины характерного расхода. Лишь только в том случае, когда водометр удовлетворяет всем вышеуказанным условиям, выбор его сделан правильно. В противном случае нарушается точность показаний водомера.

Водомеры Вольмана. Расход воды определяется в зависимости от скорости ее движения в водомере. Число оборотов вертушки n прямо пропорционально скорости движения воды v м/сек и обратно пропорционально шагу лопастей вертушки l м:

$$n = k \frac{v}{l},$$

где k — коэффициент;

$$v = \frac{Q}{F},$$

где Q — расход в м³/сек;

F — площадь проходного сечения водомера в м².

Тогда

$$n = k \cdot \frac{Q}{Fl},$$

или

$$\frac{Q}{n} = \frac{Fl}{k},$$

т. е. отношение между расходом и числом оборотов вертушки водомера есть величина постоянная.

Для уменьшения инерции вертушки и получения минимальных потерь на трение в механизме вертушка водомера должна быть достаточно легкой. Она выполняется из пластмассы для температур воды до 30° и из легкого металла для температур до 90°. Вертушка состоит из цилиндрического полого тела с прикрепленными к нему лопастями. Погруженная в воду, она настолько облегчается, что вес ее в воде практически сводится к нулю, чем достигаются полная разгрузка и минимальное трение в подшипниках.

Вращение вертушки (фиг. 209) передается особому счетному механизму при помощи червячной передачи от вала, помещенного в корпусе. Части водомера, поддающиеся износу, могут легко сменяться. Водометры Вольмана «сухоходные», в них между передаточным и счетным механизмом имеется сальник или так называемый конус.

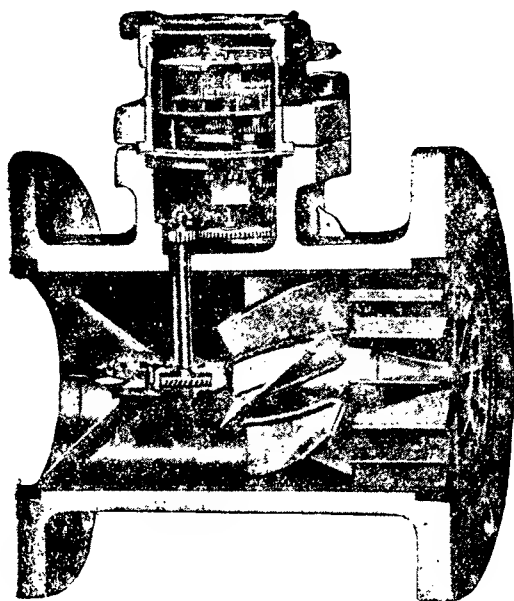
Водометры Вольмана выполняются диаметром от 50 до 1 000 мм для холодной или горячей воды и для других жидкостей.

Для небольших диаметров трубопровода (от 50 до 300 мм) устанавливаются водометры закрытой конструкции ввиду меньшей стоимости и более короткой строительной длины.

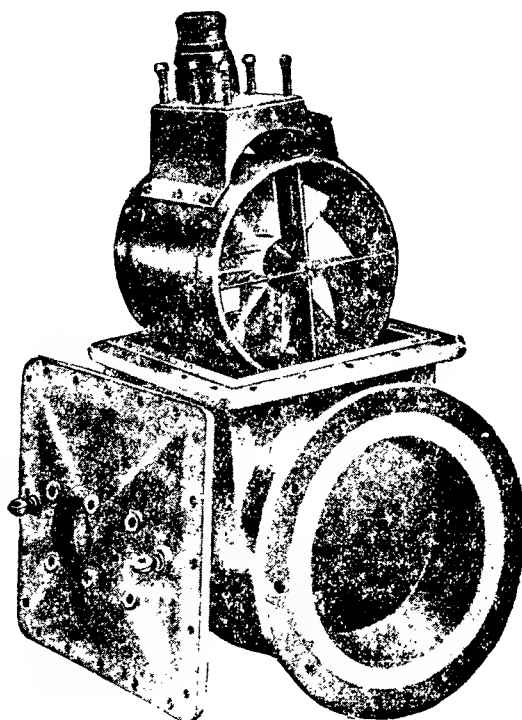
Для трубопроводов большего диаметра и осуществления более легкого осмотра и ремонта рекомендуются водометры с вынимающимся измеряющим ба-
рабаном (фиг. 210).

Большое значение для точности учета имеет прямолинейное движение воды при вступлении в водомер. Водомеры некоторых заводов размерами до 300 мм выполняются всегда с струеупрямителями, помещенными в самом корпусе водомера.

Водомеры Вольтмана, будучи отрегулированы, обеспечивают точность показаний в пределах $\pm 2\%$. В случае неправильных показаний водомер может быть отрегулирован специальным подъемным приспособлением, изменяющим положение оси вертушки. При таком регуляторе обычно имеется



Фиг. 209



Фиг. 210

специальная шкала с делениями. Водомеры Вольтмана могут устанавливаться горизонтально и вертикально с соблюдением указываемых далее правил.

Некоторые технические данные по водомерам приведены в табл. 3.

Таблица 3

Калибр водомера в мм	Характерный расход в м ³ /ч	Наибольший допустимый расход		Наименьший допустимый расход в м ³ /ч	Длина в мм	Диаметр фланца в мм	Диаметр основного трубопровода в мм
		м ³ в сутки	м ³ в час				
50	70	320	13	3,5	155	160	100
80	250	1 100	46	5	205	200	100, 125, 150
100	440	1 750	73	7	482	230	125, 150, 200
150	1 000	3 800	158	10	502	290	200, 250, 300
200	1 700	6 500	270	20	522	350	250
250	2 600	10 000	416	36	730	400	300, 350
300	4 000	15 000	625	72	800	450	350, 400

Как указано, водомер Вольтмана часто выпускается с особым направляющим аппаратом — струеупрямителем, служащим для направления отдельных пото-

ков воды, вступающих в водомер, параллельно оси вертушки водомера. При отсутствии такого струевыпрямителя необходимо до водомера иметь прямой участок трубы длиной в 5 — 10 диаметров водомера и во всяком случае не менее 1 м. Кроме того, водомер Вольтмана всегда должен быть полностью заполнен жидкостью, должен работать полным своим сечением (затоплен); в противном случае его показания не будут соответствовать действительному расходу.

При установке водомера могут встретиться следующие случаи:

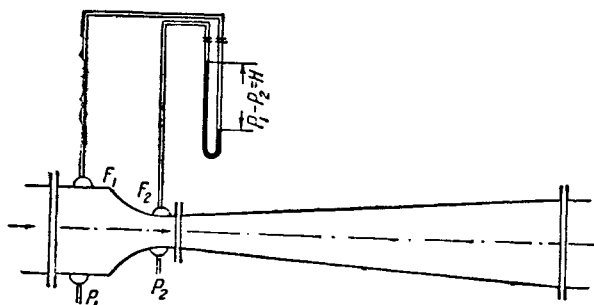
1) водомер устанавливается на прямом вертикальном или горизонтальном трубопроводе; в этом случае особого направляющего аппарата не требуется;

2) водомер устанавливается на ответвлении у тройника или после изгиба у колена; в этом случае необходимо иметь направляющий аппарат—струевыпрямитель;

3) водомер имеет меньший диаметр, чем трубопровод; в этом случае включение производится посредством переходных патрубков;

4) вместе с водой в водомер не должен попадать воздух; в этом случае водомер иногда следует углублять, а в наивысшей точке трубопровода до водомера осуществлять выпуск воздуха. Водомеры желательно устанавливать после каждого насоса.

При установке водомера Вольтмана на самотечных трубопроводах нужно особенно иметь в виду основное условие правильного отсчета — работу с под-



Фиг. 214

пором. Скорость в водомере желательна большей, нежели скорость в трубопроводе, поэтому обычно водомер выбирают меньшего диаметра, чем диаметр трубы, и устанавливают его посредством переходных патрубков.

Водомер Вольтмана имеет ряд преимуществ, обеспечивающих его широкое распространение, он имеет небольшие потери напора, даже при значительных расходах.

Благодаря большим прозорам между корпусом и лопастями вертушки водомер не засоряется даже при наличии в воде сравнительно крупной взвеси. Отсчет может производиться как в прямом, так и в обратном направлениях.

Значительным недостатком этих водомеров является сравнительно неблагоприятный предел точности, зависящий от материала вертушки, положения водомера на трубопроводе и пр.

В целях сохранения точности учета и надежности работы водомеров последние должны быть предохранены от гидравлических ударов.

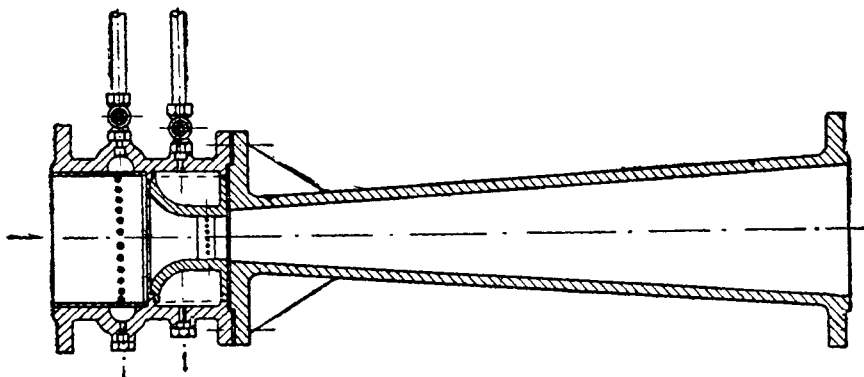
Водомеры Вентури. Труба Вентури находит большое применение в водоснабжении для самых различных целей. Так как изготовление труб Вентури в СССР началось недавно, то на жел.-дор. транспорте они распространения не имели. Разность давлений в расширенном и суженном сечении трубы используется для работы целого ряда приборов, устанавливаемых на насосных и фильтровальных станциях. Особое распространение труба Вентури получила для измерения расходов воды. Водомеры Вентури обладают целым рядом преимуществ: большая пропускная способность, прямой поток жидкости, открытое сечение, позволяющее применять эти водомеры для сильно загрязненных жидкостей, незначительная потеря напора, отсутствие вращающихся и движущихся частей, надежность действия, возможность учета расходов в любой момент и т. д.

В водомерах Вентури расход определяется косвенным образом по разности давлений в расширенном и суженном сечениях:

$$Q = kF_1 \sqrt{2gH}$$

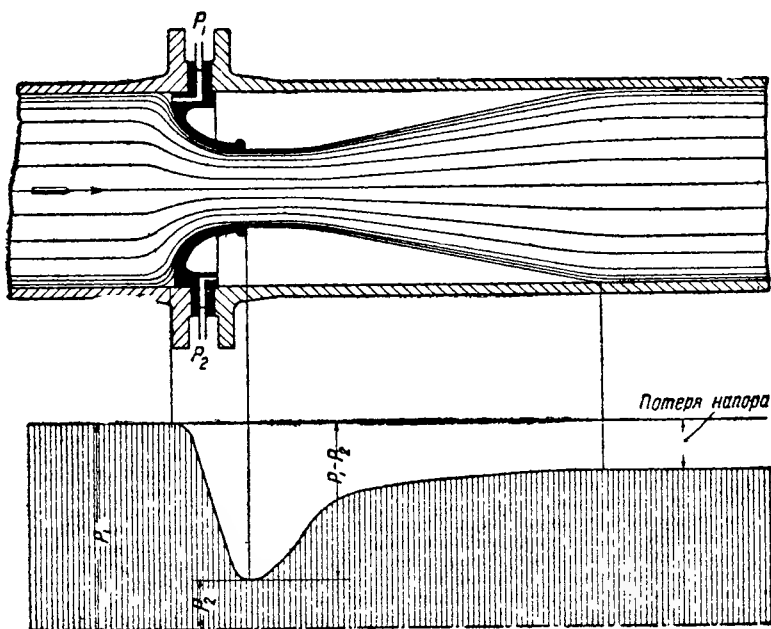
(зависимость основана на уравнении Бернулли),

где k — постоянное для данного водомера число;
 F_1 — величина площади сечения водомера при входе жидкости;
 H — разность давлений во входном и суженном сечении.
 Принципиальная схема действия трубы Вентури показана на фиг. 211.



Фиг. 212

Отношение диаметров суженной и входной части обычно составляет 0,3 — 0,7; область учета водомером Вентури тем больше, чем больше H — разность давлений во входной и суженной части (при максимальной нагрузке). H может быть равно 1, 2, 3 и 6 м. Выбор H производится, исходя из типа присоединенного



Фиг. 213

к водомеру регистрирующего аппарата, требуемых пределов учета и максимально допустимой потери напора; последняя составляет от 20 до 10% указанной разницы давлений, так как к концу трубы Вентури потерянный напор почти восстанавливается.

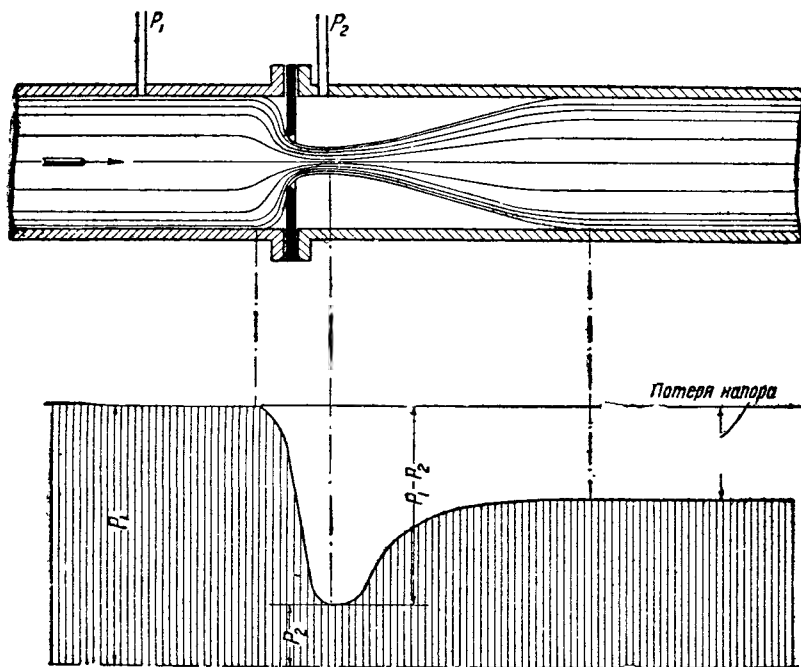
Конструкция водомера показана на фиг. 212.

Для точности учета расходов давления измеряются не в одной точке; трубки манометра присоединены к кольцевой камере, соединяющейся с сечением водомера при помощи ряда отверстий.

Основным недостатком водомера Вентури является сравнительно небольшая область учета (от 1 : 5 до 1 : 15), поэтому применение его ограничивается местами более или менее постоянного расхода (насосные станции).

Длина обычного водомера примерно равна пяти диаметрам трубопровода и установка его требует наличия значительного места. Применяют укороченные водомеры, насадки и вставки Вентури. Насадка показана на фиг. 213.

Вставки Вентури (фиг. 214 и 215) за последнее время находят за границей широкое применение. Принцип их действия тот же, что и трубы Вентури, с той лишь разницей, что здесь скоростной напор восстанавливается в значительно



Фиг. 214—215

меньшей степени, чем в расширяющейся трубе, и поэтому имеет место большая потеря напора, достигающая 30 — 50% от H ; область учета также меньшая— 1 : 3 до 1 : 4.

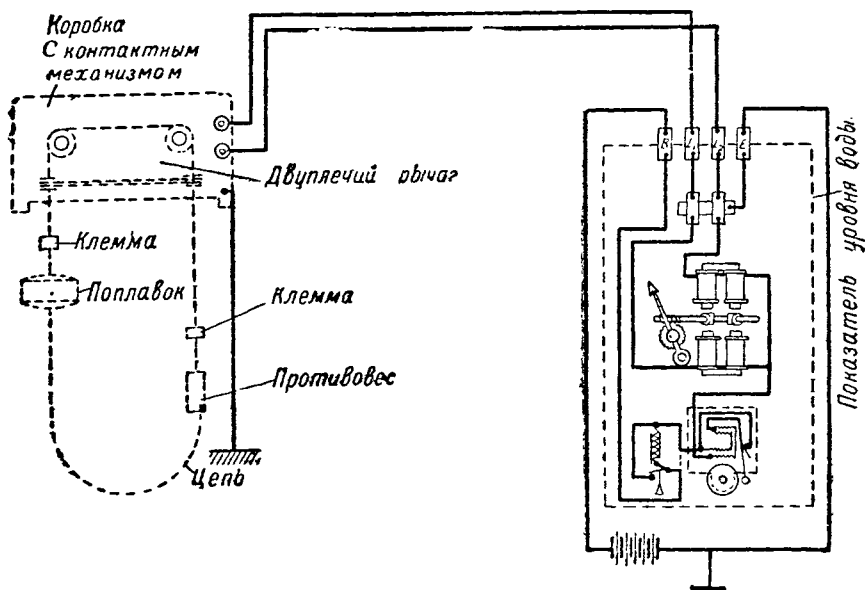
Регистрирующие и передаточные приборы. Разность давлений, образующаяся в водомере при движении в нем жидкости, воспринимается дифференциальным манометром, ртутным или водяным. Манометр соединяется с самопишущим прибором или счетчиком, указывающим расход (интегральная кривая) и изменение его во времени.

§ 13. Сигнализация уровня воды на насосных станциях

Определение в любой момент уровня воды в резервуаре, из которого производится всасывание, и особенно в напорном резервуаре, куда производится нагнетание, является в эксплуатации весьма существенным. Так как напорный резервуар часто находится на значительном расстоянии от насосной станции, то сигнализация уровня воды на насосной станции является необходимой.

Существует несколько систем сигнализации.

В одной из систем (фиг. 216, слева) при помощи цепи, соединенной с медным поплавком, движущимся вверх или вниз в зависимости от изменения уровня воды, передается движение контактному механизму. Контактный механизм так устроен, что контакт осуществляется лишь после определенного перемещения

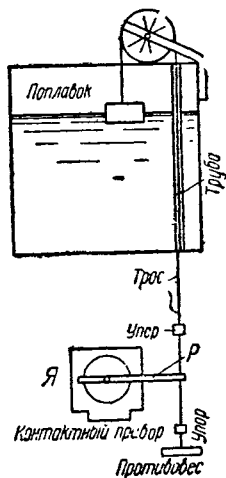


Фиг. 216

цепи (поплавок), например на 5 см; в промежуточных положениях поплавок и цепи контакта нет. При наличии контакта от источника электричества в цепь включается ток, причем в зависимости от движения поплавка вверх или вниз ток идет вначале по одному проводу, затем по другому или вначале — по второму, затем по первому, при этом действует прибор, показывающий уровень воды (справа). Для показания наибольшего (наполнение) и наименьшего (опорожнение) уровней воды в резервуаре служат дополнительные контакты, включающиеся особыми клеммами, сидящими на цепи и действующими при определенном положении цепи (поплавок) на левый или правый конец двулучного рычага, пристроенного на той же коробке с контактным механизмом. При том или ином повороте этого рычага включается специальный контакт с пристроенным к нему сигнальным приспособлением; сигнальное приспособление может быть заменено приспособлением для автоматического включения и выключения насосных агрегатов.

В некоторых устройствах весь контактный механизм отсутствует, и имеются лишь два упомянутых выше контакта для сигнализации наивысшего и наименьшего уровня воды в резервуаре. Установку контактного механизма производят таким образом, чтобы он был наименее подвержен действию влаги, иногда его выносят в специальную будку (над резервуаром). Поплавок должен быть защищен от сильных движений воды и замерзания; его часто помещают в особо установленной трубе.

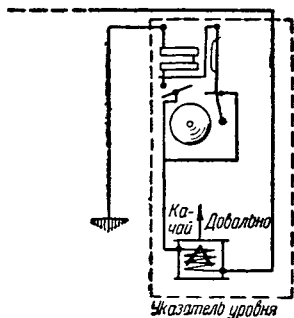
Собственно показатель уровня воды помещен в металлическую или деревянную коробку и представляет собой систему, состоящую из двух электромагнитов,



Фиг. 217

расположенных друг к другу под углом в 120° . Между полюсами электромагнитов расположен якорь, вращения которого передаются зубчатому колесу и далее стрелке показателя.

В водоснабжении на жел.-дор. транспорте используются приборы, сигнализирующие наинизший и наивысший уровни воды. К числу их относятся наиболее распространенные сигнальные устройства Трегера, принятые на жел.-дор. транспорте в качестве типовых.



Фиг. 218

Сигнальное устройство системы Трегера также состоит из контактного прибора с тросом, поплавком и противовесом (фиг. 217). Внутри прибора расположен переключатель. На оси переключателя расположен двуплечий или одноплечий рычаг. Собственно указатель уровня схематично показан на фиг. 218. В зависимости от уровня воды в баке стрелка у указателя уровня устанавливается против надписи «качай» или «довольно»¹.

Насосная станция связывается со станцией телефоном.

§ 14. Манометр, вакуумметр, тахометр

Манометр и вакуумметр—приборы, которыми должен быть снабжен каждый насос.

Манометр показывает избыточное (против атмосферного) давление, развиваемое насосом (точнее, манометр показывает избыточное давление на отметке оси манометра). Манометрическое давление в месте присоединения манометра к насосу получается сложением показания манометра с разностью отметок оси манометра и места присоединения его к насосу.

Вакуумметр показывает разность между атмосферным давлением и абсолютным давлением в месте прикрепления вакуумметра. Практически вакуумметр служит для определения полной (вакуумметрической) высоты всасывания насоса (в метрах водяного столба).

Наиболее употребительные пружинные приборы представляют собой корбку с пружинящей, изогнутой трубкой внутри, несколько изменяющей свою форму в зависимости от изменения давления; изменения формы трубки, изгибающейся в большей или меньшей степени, передаются через систему рычагов стрелке прибора.

Перед пуском центробежного насоса он может быть залит водой из напорного трубопровода, где давление часто достигает значительной величины, поэтому вакуумметр при помощи имеющегося при нем крана должен быть отсоединен от трубопровода. Во избежание порчи вакуумметра в этом случае целесообразнее вместо него устанавливать мановакуумметр, — прибор, показывающий давление выше атмосферного или ниже атмосферного (2 шкалы). Манометры имеют шкалу, градуированную в атмосферах или килограммах на кв. сантиметр. Вакуумметры градуируются в сантиметрах (от 0 до 76 см) и метрах водяного столба и редко в килограммах на кв. сантиметр.

Время от времени манометры должны проверяться на станции на специальных приборах, а не реже сроков, устанавливаемых Палатой мер и весов, должны проверяться на испытательных станциях последней.

Тахометры — приборы для определения числа оборотов агрегатов. При регулировании числа оборотов они должны устанавливаться стационарно. В прочих случаях в распоряжении обслуживающего персонала необходимо иметь ручной тахометр. Для определения числа двойных ходов поршневого насоса устанавливается счетчик ходов.

¹ Подробно см. Справочник-руководство по связи и электротехнике, стр. 633 — 641; ОГИЗ, Гострансиздат, 1932.

§ 15. Подъемные приспособления

На насосных станциях, где вес агрегата не превышает 250 — 300 кг, подъемные приспособления не устанавливаются.

Для станций с более крупными агрегатами целесообразно предусматривать устройство кошек, перемещающихся по двутавровой балке. На крупных станциях могут быть запроектированы мостовые краны.

Особое значение имеют грузоподъемные устройства на станциях шахтного типа. При диаметре шахты до 6 — 7 м грузоподъемные устройства заключаются в установке одной или двух двутавровых балок, наглухо закрепленных над агрегатами, со съёмными таями или ручными кошками. При диаметре шахты более 6 — 7 м устраивается минимум две балки, расположенные параллельно или крестом, со съёмными таями или ручными кошками.

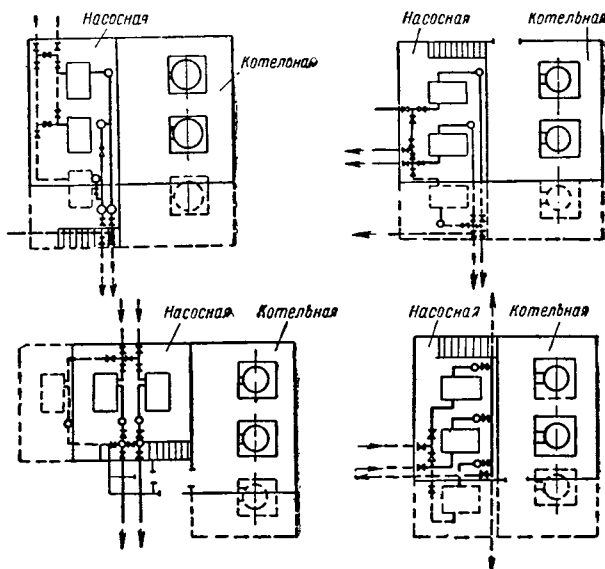
Тали или блоки Людерса и кошки грузоподъемностью 1, 3, 5 т и более изготавливаются заводом «Красный блок» в Москве.

ГЛАВА III

КОМПОНОВКИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 16. Насосные станции с паровым оборудованием

Описывая современные водоподъемные сооружения, можно уже не останавливаться на паровых машинах как двигателях для насосов, так как паровые машины на новых насосных станциях почти уже не встречаются, и если в особых случаях весьма редко устанавливаются (не на жел.-дор. транспорте), то только наиболее экономичные, крупных мощностей, многократного расширения, когда в силу местных условий такая установка себя оправдывает или когда расширяется уже работающая станция с существующим крупным паровым хозяйством, экономически оправдывающим аналогичные установки и при расширении. В СССР паровые машины для приведения в действие насосов в настоящее время не проектируются.



Фиг. 219

На жел.-дор. транспорте широко распространено паровое оборудование в виде прямодействующих паровых насосов и паровых котлов.

На фиг. 219 показаны схемы компоновок насосных станций с вертикальными котлами Шухова и прямодействующими паровыми насосами Вортингтон. Станции состоят из машинного зала (насосная) и котельной (вспомогательные помещения на схемах не показаны). Всасывающие и напорные линии имеют соответствующие переключения. Пунктиром показано возможное расширение станции.

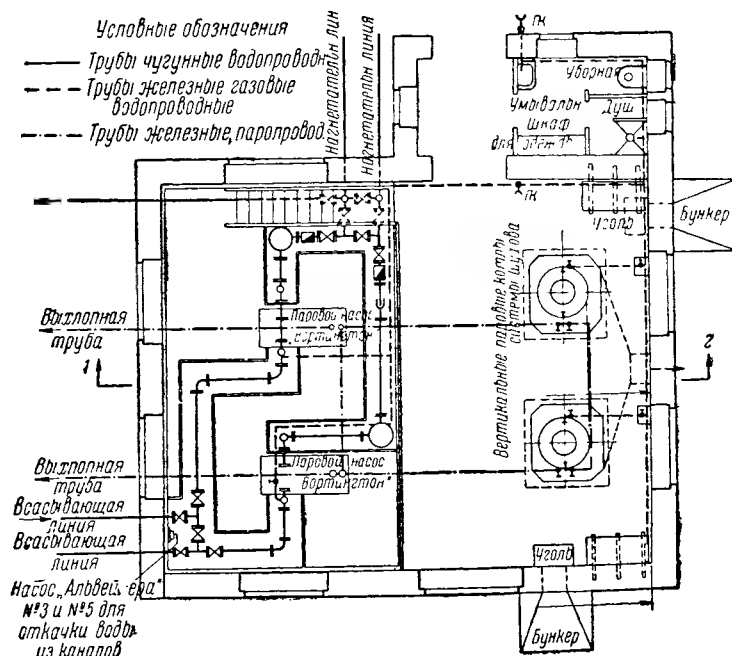
На фиг. 220, а, б и в показаны план и разрезы полузаглубленной станции, оборудованной двумя паровыми насосами Вортингтон и двумя вертикальными паровыми котлами Шухова.

Детали ясны из фигуры.

На фиг. 221 дана схема установки для питания инжектором вертикальных паровых котлов. В целях повышения экономичности станции целесообразно подогревать питательную воду. На фиг. 222 приведена схема установки для подогрева питательной воды.

Для станций мощностью более 50 ЛС представляется необходимым проектирование большого числа вертикальных котлов, что делает станцию менее экономичной, увеличивает строительную стоимость сооружения и т. д.

На станциях мощностью более 50 ЛС установка локомотивов может дать более выгодное решение. Паровые локомотивы с приводными поршневыми и центробежными насосами занимали в жел.-дор. водоснабжении небольшое место. В настоящее время целый ряд станций оборудуется локомотивами.



Фиг. 220а

На фиг. 223 изображена насосная станция (предусмотренная как временная), оборудованная двумя локомобилями мощностью 50 ЛС, числом оборотов 160 в 1 мин., давлением пара 10 ат и двумя центробежными насосами производительностью 30 л/сек, напором 25 м, числом оборотов 1 000 в 1 мин.

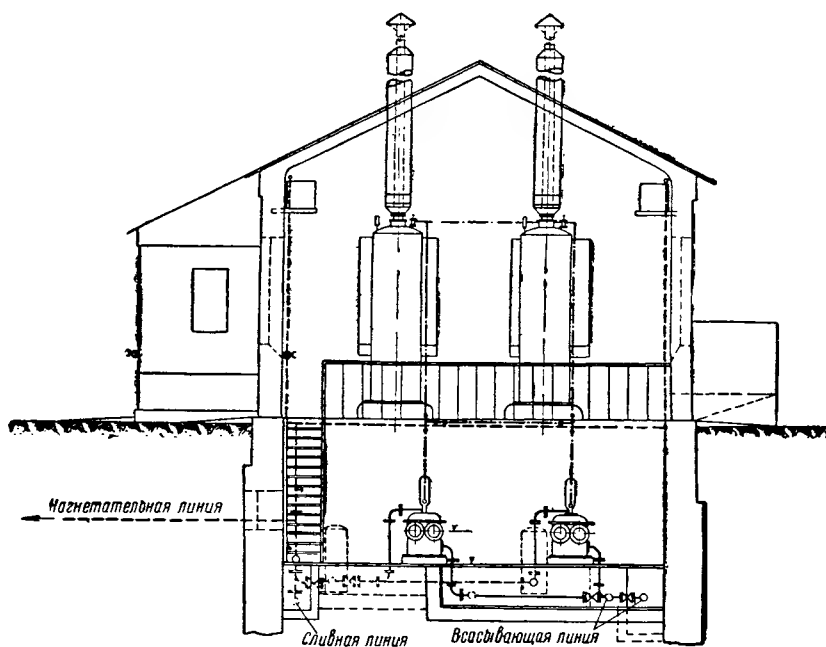
На фиг. 224, а, б и в показана полуглубленая насосная станция с локомотивами и приводными центробежными насосами.

Питание локомотивов производится насосом из бака, пополняемого из сети.

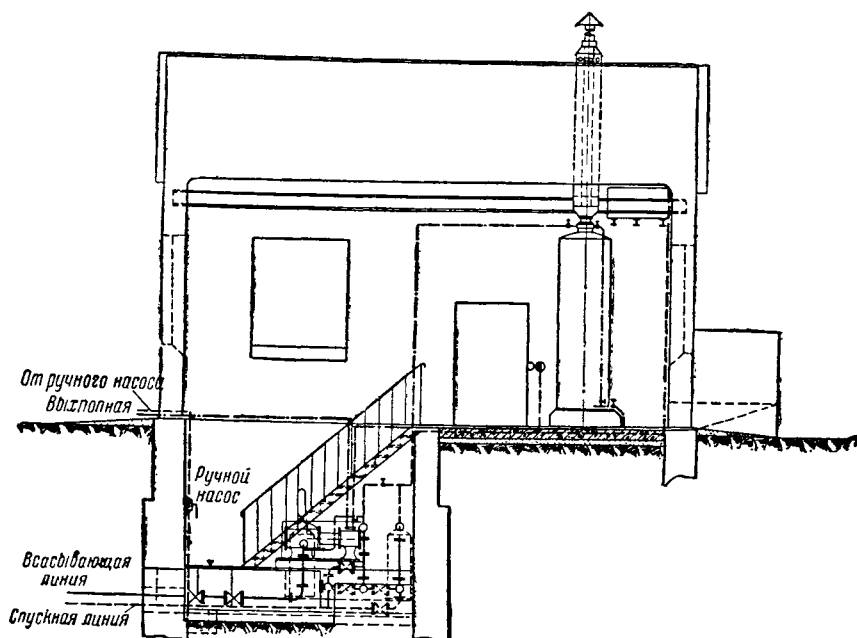
Избыточная мощность локомобиля может использоваться для получения электрической энергии, идущей для освещения или иных целей.

Насосные станции, оборудованные паровыми турбинами в качестве двигателей к центробежным насосам, в водопроводной практике встречаются сравнительно недавно.

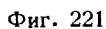
Совместная работа паровых турбин с центробежными насосами по сравнению с паровыми поршневыми насосами оправдывает себя вследствие меньших затрат, меньшей потребной площади, упрощения обслуживания, уменьшения смазочных, обтирочных и прочих эксплуатационных материалов и т. д.



Фиг. 220б



Фиг. 220в



The diagram illustrates a steam boiler system. On the left, two vertical rectangular units are labeled "Питательные насосы" (Feed pumps). Below them are two horizontal rectangular units labeled "Бойлеры" (Boilers). To the right of the boilers are two circular units labeled "Котлы" (Heaters). Further right are two rectangular units labeled "Рабочие насосы" (Working pumps). The system is connected by a network of pipes. A legend at the bottom defines the line types: a solid line for "Холодная вода" (Cold water), a dashed line for "Нагретая" (Heated), a dash-dot line for "Острый пар" (Dry steam), a long-dash line for "Отработанный пар" (Exhaust steam), and a line with a cross-hatch pattern for "Выхлоп пара в атмосферу" (Steam exhaust to atmosphere). The diagram shows the flow of these fluids through the various components, including pumps and heaters.

Питательный бак

Котлы

Рабочие насосы

Питательные насосы

Бойлеры

Холодная вода

Нагретая

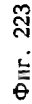
Острый пар

Отработанный пар

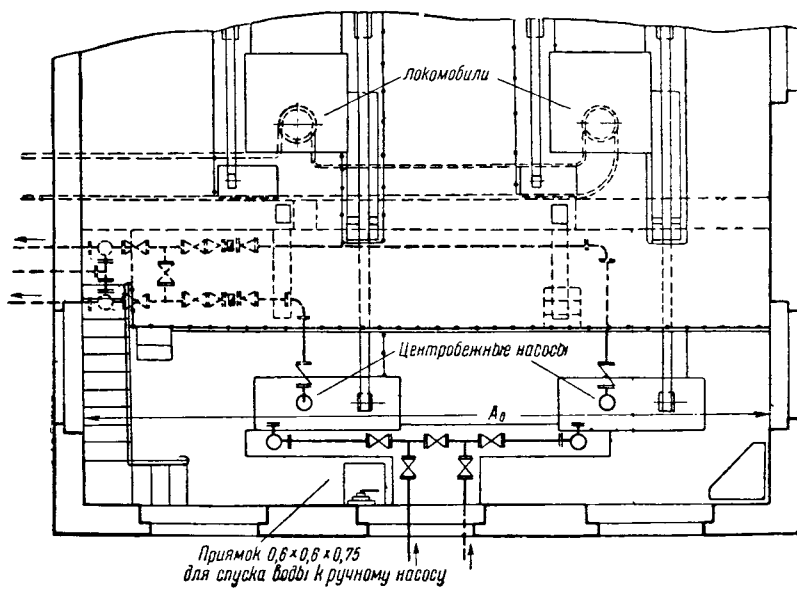
Выхлоп пара в атмосферу

Фиг. 222

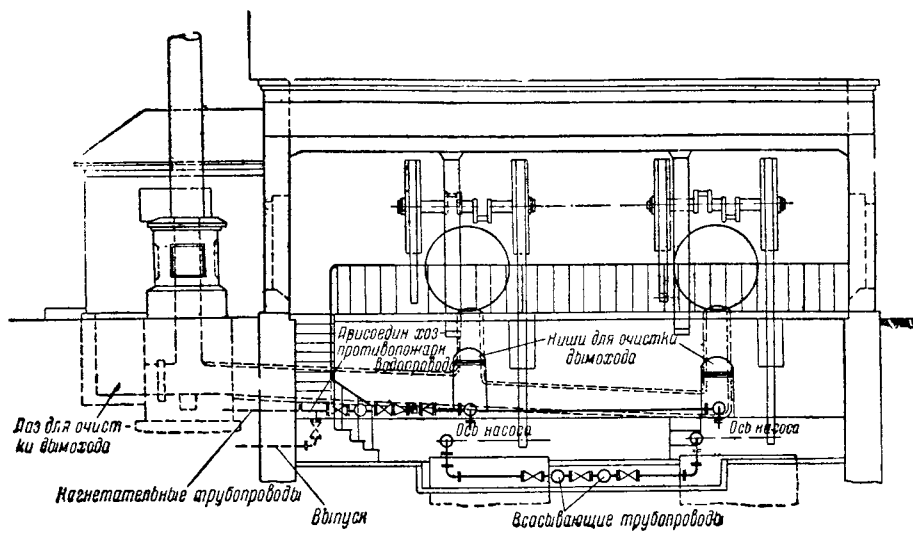
На жел.-дор. транспорте турбонасосы распространения не получили, так как они незначительных мощностей почти не строились, а при работе с перерывами в экономическом отношении они не превосходят установок с локомотив-



Некоторые насосные станции с турбонасосами служат одновременно и для получения пара для теплофикации и являются собственно крупными комбинированными насосно-отопительными станциями.

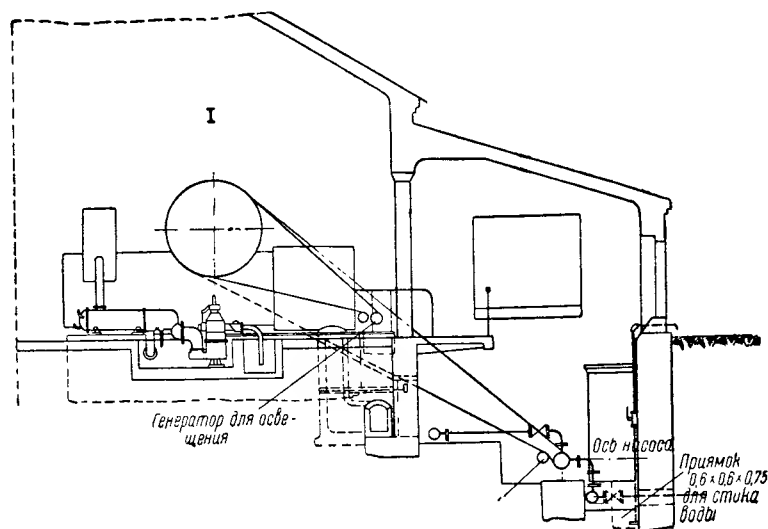


Фиг. 224а



Фиг. 224б

На жел.-дор. транспорте турбонасосы могут встретиться лишь на теплоцентралях, в водоснабжении они распространения не получают, так как здесь обычно встречаются лишь небольшие мощности и прерывистая работа.



Фиг. 224в

§ 17. Насосные станции, оборудованные двигателями внутреннего сгорания

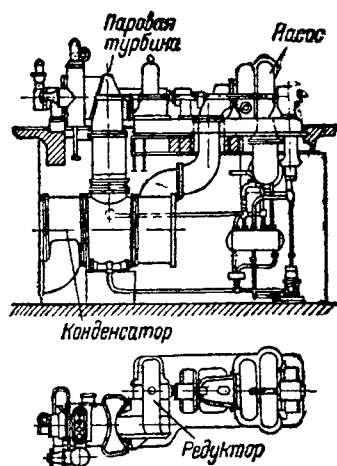
На жел.-дор. транспорте среди двигателей внутреннего сгорания подавляющее большинство двигателей низкого сжатия — нефтяные моторы, поэтому рассматриваемые станции часто называют станциями с нефтемоторным оборудованием. На более крупных станциях установлены дизели.

При применении дизельмоторов в оборудовании насосных станций на жел.-дор. транспорте, в промышленности и городах встречаются: непосредственное соединение дизельмотора с винтовыми насосами, развивающими малые напоры, непосредственное соединение при помощи зубчатой передачи, понижающей число оборотов, с поршневыми насосами или соединение при помощи повышающей число оборотов зубчатой передачи с центробежными насосами, соединение с насосами при помощи ременных передач.

В смысле экономичности дизель стоит почти наравне с крупными вертикальными паровыми машинами тройного расширения, приводящими в действие насосные установки, с использованием высоких давлений пара и перегрева.

При малом числе часов работы в сутки высокие первоначальные затраты на дизельмотор повышают стоимость перекачки 1 м³ воды. То же будет и при больших максимумах и пиках, которые требуют большей мощности и больших капиталовложений.

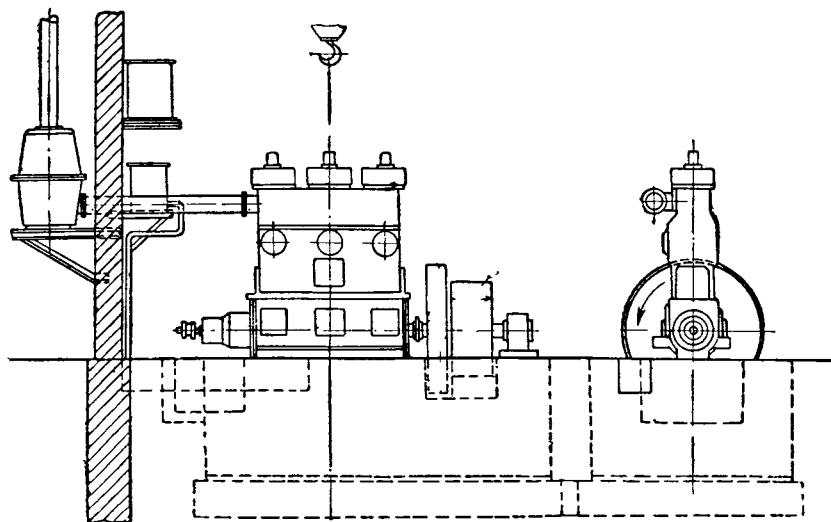
В тех случаях, когда режим работы станции представляется в виде равномерной нагрузки на протяжении круглых суток или большого числа часов в



Фиг. 225

сутки, использование дизельмотора может быть экономически вполне целесообразно.

На жел.-дор. транспорте двигатели внутреннего сгорания получили большое распространение главным образом потому, что они независимы и в большей мере обеспечивают бесперебойную работу. Типы двигателей, установленных на жел.-дор. станциях, самые разнообразные. Для проектирования новых на-



Фиг. 226

сосных станций могут быть приняты: двигатели двухтактные бескомпрессорные вертикальные мощностью от 25 до 100 ЛС (фиг. 226); для небольших мощностей (15 ЛС) — двухтактный вертикальный низкого сжатия (фиг. 227) и другие.

Двигатели работают на легком моторном топливе удельного веса 0,88 — 0,90 (при 15°). Некоторые из них могут работать и на тяжелом моторном топливе сорта А. Гарантийный расход топлива в г на 1 эффективную ЛС в час приведен в табл. 4.

Таблица 4

Марка двигателя	Мощность в ЛС	Степень нагрузки	Расход топлива в г
Д1×25, Д2×25	25 и 50	$\frac{1}{2}$	200
		$\frac{3}{4}$	210
		$\frac{1}{2}$	230
Д-16/27	50, 75 и 100	$\frac{1}{2}$	190
		$\frac{3}{4}$	200
		$\frac{1}{2}$	220
К-30	100	$\frac{1}{2}$	200
		$\frac{3}{4}$	210
		$\frac{1}{2}$	230
4Д 19/32	140	$\frac{1}{2}$	190
		$\frac{3}{4}$	200
		$\frac{1}{2}$	220
Н-15	15	$\frac{1}{2}$	280
		$\frac{3}{4}$	310
		$\frac{1}{2}$	370

Колебания расхода топлива возможны до +10%.

На фиг. 228, а, б и в представлена полузаглубленная станция производительностью от 50 до 150 м³/ч, оборудованная двигателями внутреннего сгорания и центробежными насосами.

За границей (США) в качестве резервных двигателей на насосных станциях с электронасосами используют автомобильные двигатели, работающие примерно при том же числе оборотов, что и центробежные насосы. Эти двигатели в водоснабжении представляют определенный интерес; они могут быть

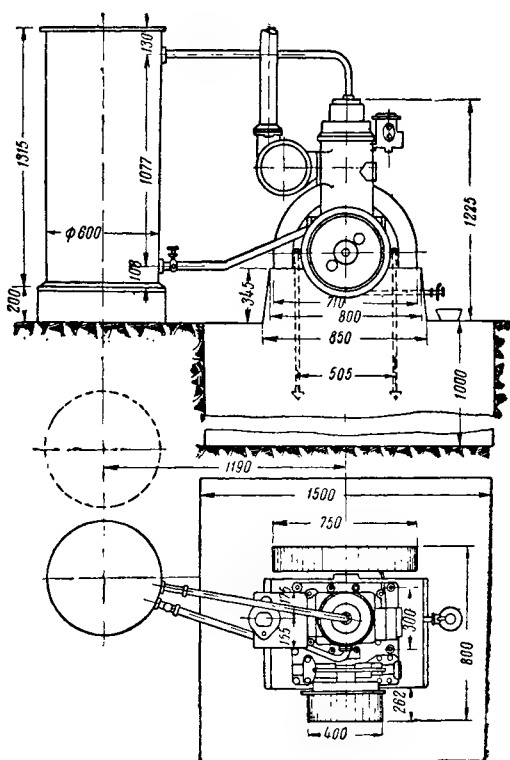
непосредственно соединены с центробежными насосами, не требуют столь дорогих фундаментов, как обычные двигатели, и т. д.

В установке электродвигатель — центробежный насос — автомобильный двигатель в случае перерыва в подаче тока включается последний.

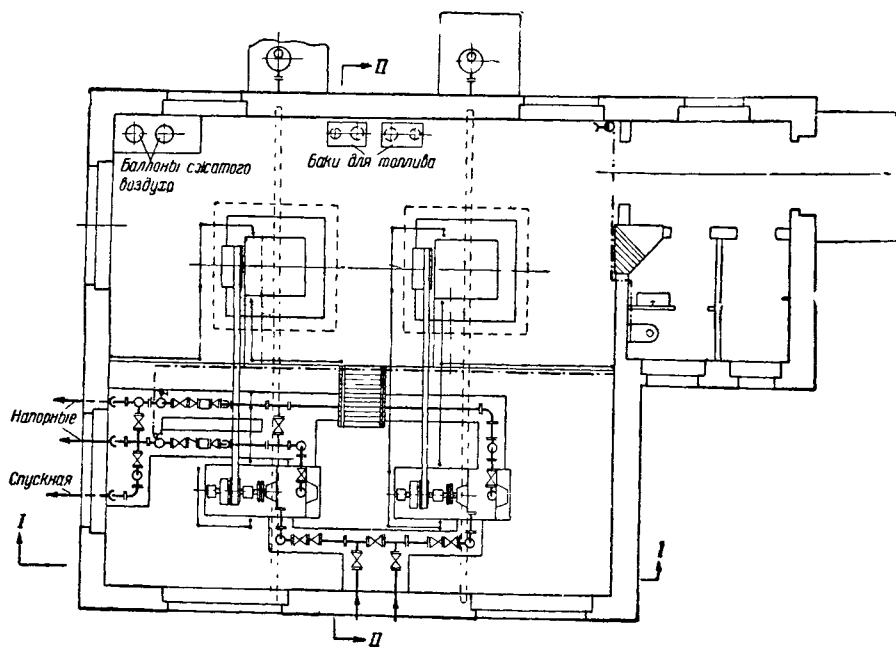
Газогенераторные двигатели на насосных станциях в водоснабжении используются чрезвычайно редко.

На фиг. 229 представлена в плане насосная станция с газогенераторным оборудованием (Г — газогенераторы, С — скрубберы, О — очистители находятся в отдельном помещении); газогенераторные двигатели Д и приводные насосы Н расположены в машинном зале. Мощность каждого двигателя 43 ЛС; производительность каждого из насосов 50 м³/ч.

В машинном зале станций с нефтемоторным оборудованием устанавливаются небольшие баки на 1—2-суточный запас топлива, куда последнее перекачивается насосом (на малых станциях обычно применяется ручной насос Альвейер). Из баков топливо поступает в фильтры, оттуда — к двигателям. При необходимости подогрева (тя-

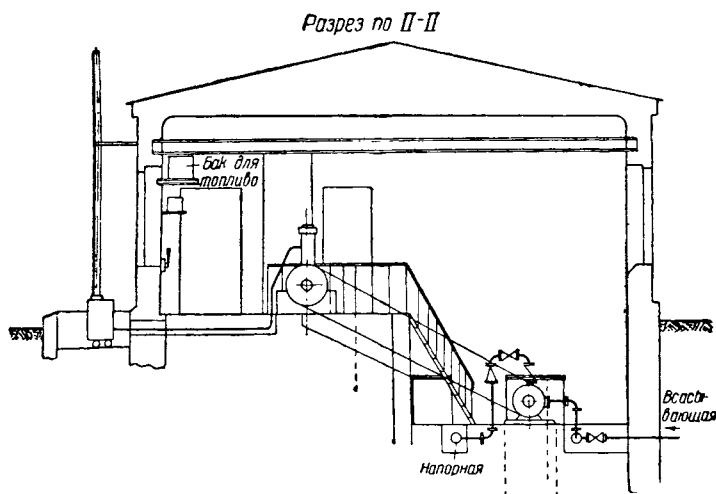


Фиг. 227



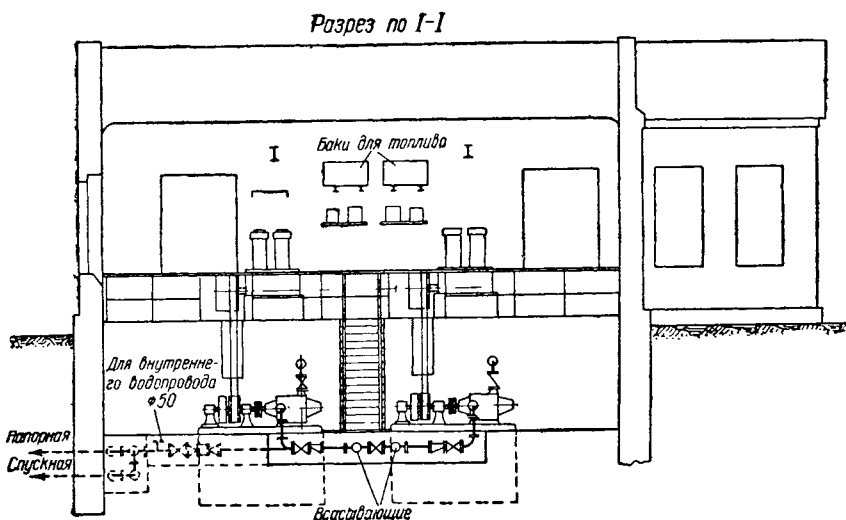
Фиг. 228а

желое топливо) таковое происходит в баках для суточного расхода, внутри которых устраиваются змеевики, по которым проходит пар. Схема расположения баков для топлива, труб и пр. в случае работы с подогревом топлива показана на фиг. 230.



Фиг. 228б

Охлаждение двигателей происходит или со сбросом воды в канализацию или с повторным и многократным ее использованием. Расход воды для двигателей 15—150 ЛС от 20 до 12 л/ч на 1 ЛС (при полной нагрузке).

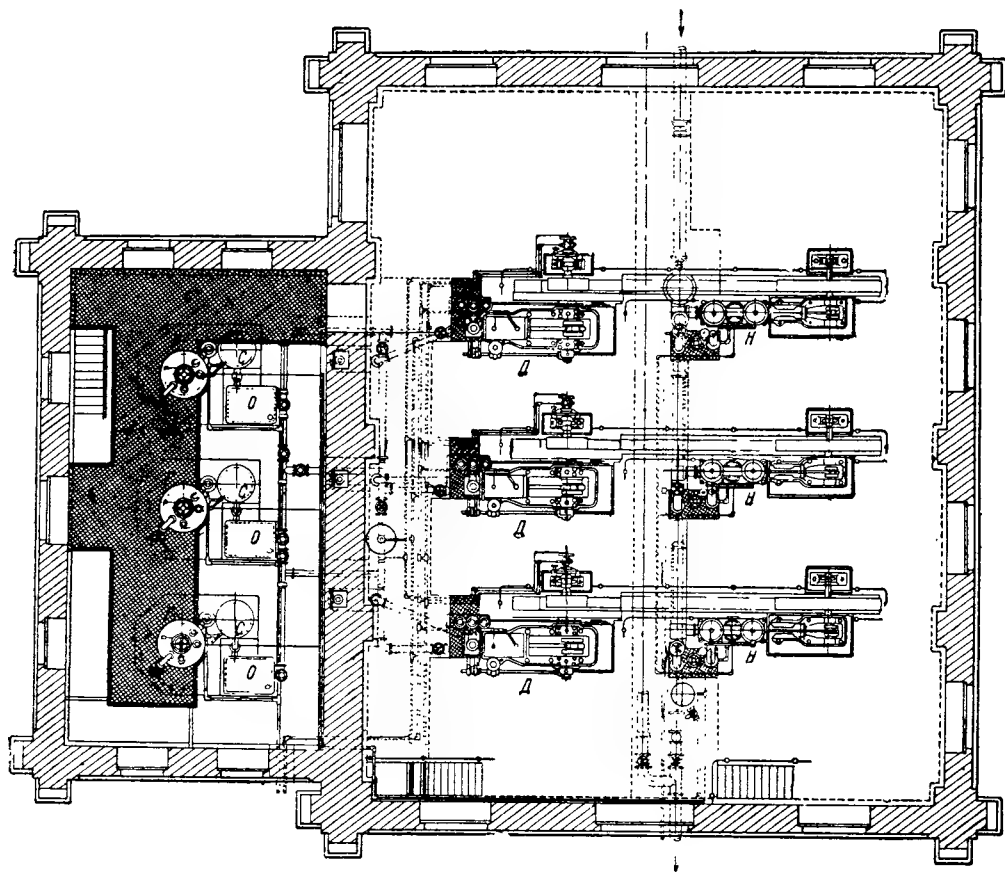


Фиг. 228в

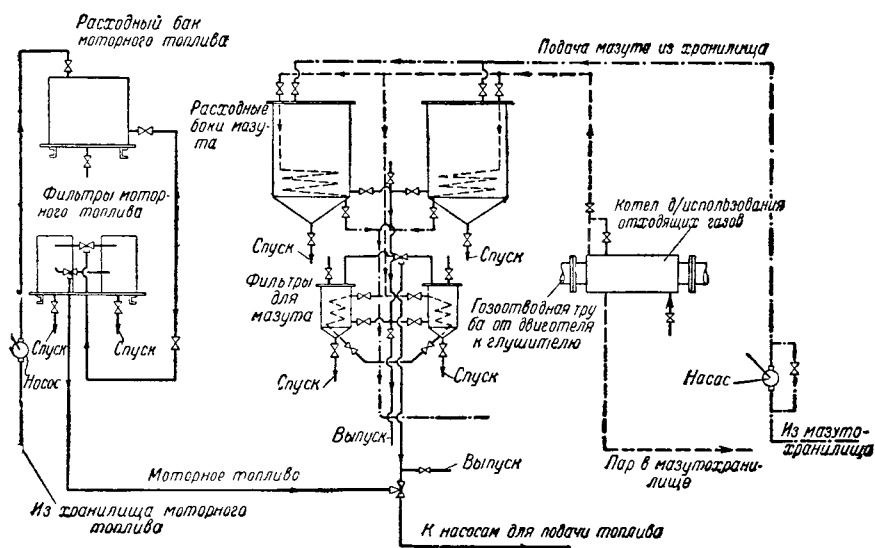
Для уменьшения шума при выхлопах газа устанавливаются глушители. Глушители выполняются из чугуна и стали (а иногда из бетона и кирпича); они устанавливаются вне помещения станции.

На фиг. 231 показана схема установки глушителя.

Объем чугунных глушителей 20—40 объемов, описываемых поршнем двигателя, стальных—50—60 объемов и бетонных и кирпичных—свыше 100 объемов. Выхлопная труба выводится на 1—1,5 м выше кровли. Диаметр выхлопной трубы принимается согласно табл. 5 в зависимости от мощности двигателя.



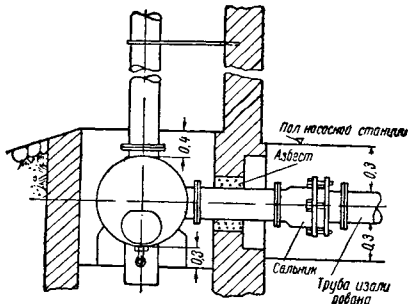
Фиг. 229



Фиг. 230

Таблица 5

N в ЛС	10	12	15	20	25	30	50	100	150	200	300
d_0 в мм	80	90	115	125	140	150	175	200	200	225	250



Фиг. 231

При установке вертикальных двигателей дизеля здание станции должно иметь большую высоту (до 5—8 м). Особое внимание необходимо уделить проектированию фундаментов под двигатели.

§ 18. Насосные станции, оборудованные электродвигателями

А. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Широкое применение электродвигателей при проектировании и оборудовании новых насосных станций на жел.-дор. транспорте привело к необходимости по-

дробнее рассмотреть ряд элементов электрооборудования и значительное число выполненных установок.

В оборудовании насосных станций в настоящее время применяются почти исключительно электромоторы трехфазного переменного тока, чаще всего асинхронного типа.

Нормальные моторы трехфазного тока при обычной частоте тока в 50 пер/сек. независимо от мощности и напряжения имеют при холостом ходе число оборотов в 1 мин., близкое к 3 000, 1 500, 1 000, 750, 600 и 500. При полной нагрузке число оборотов уменьшается на 2—5%.

Тип моторов обычно принимается открытый, за исключением таких случаев, как наличие в местах установки влаги и т. п., требующих частичного или полного закрытия мотора.

В малых помещениях, особенно в подземной части станции, при работе моторов значительной мощности может возникнуть вопрос об удалении нагретого воздуха, т. е. охлаждении помещения; в ряде случаев (некоторые заглубленные станции) даже и при значительных размерах здания этот нагретый воздух зимой может служить для целей отопления.

Моторы небольших и средних мощностей, примерно до 100 кв или несколько больше, обычно выполняются для низкого напряжения до 500 в; моторы для больших мощностей обычно выполняются для высокого напряжения, чаще 3 000 и 6 000 в. Моторы напряжением в 3 000 в строятся, начиная с мощности в 60 кв. Насосные станции на жел.-дор. транспорте обычно питаются током низкого напряжения, но могут в отдельных случаях питаться и током высокого напряжения; в случае необходимости трансформирование его до пониженного вольтажа может происходить на самой насосной станции. Принятый вольтаж зависит от условий питания насосной станции током. Подача энергии желательна от двух ближайших электрических станций, если таковые имеются в районе, или от двух независимых линий (фидеров), идущих от электростанции в различных направлениях; если бесперебойная работа станции не может быть гарантирована, то на станции следует установить независимый тепловой резерв (или вовсе отказаться от электрооборудования). Обычная конструкция электромотора — с контактными кольцами с приспособлением для подъема щеток.

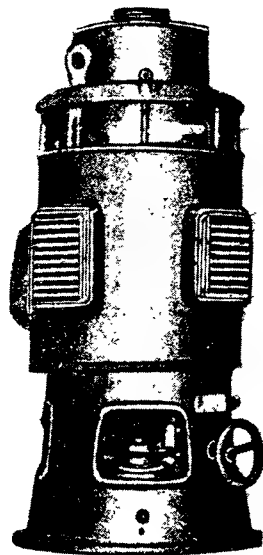
Пуск и остановка моторов обычно состоят из следующих операций: включение рубильников (включение тока), выключение реостата (выключение сопротивления, введенных к моменту пуска) и приподнятие щеток на моторе (ротор при этом замыкается накоротко, износ щеток уменьшается). При остановке то же

повторяется в обратном порядке. У некоторых моторов щетки постоянно лежат на контактных кольцах; это представляет некоторые удобства при оборудовании автоматических станций. У таких моторов при пуске и выключении отпадают операции с приподнятием и опусканием щеток. Более простым типом по сравнению с обычным мотором с фазовым ротором является мотор с короткозамкнутым ротором. Недостатком этих моторов является необходимость иметь пусковой ток большой силы, превышающий нормальный ток в 5—7 раз. Этот недостаток не чувствителен для очень малых моторов в несколько сил, но, обуславливая «толчок» тока в сети, он весьма заметен при моторах большой мощности; поэтому применение короткозамкнутых моторов связано с дополнительной установкой особых пусковых переключателей, уменьшающих потребный пусковой ток. Кроме того, вращающий момент короткозамкнутого мотора мал. Таким образом, условия работы во время пуска наиболее благоприятны у обычных моторов с фазовым ротором: меньше пусковой ток, больше вращающий момент. Однако в ряде случаев такие моторы усложняют схему устройств, как, например, при электрооборудовании автоматических насосных станций: для мотора с фазовым ротором здесь необходимы автоматические реостаты, щетки постоянно опущены, могут подгореть места соприкосновения их с контактными кольцами, что недопустимо, и т. д.

Существуют еще моторы типа Бушера, короткозамкнутые моторы с двойными пазами и с двумя обмотками (внешней и внутренней). В этой конструкции как бы совмещены пусковой реостат нормального мотора и преимущества короткозамкнутого мотора, упрощающие обслуживание.

В последнее время на некоторых крупных станциях (не на жел.-дор. транспорте) встречаются синхронные электродвигатели, отличающиеся от асинхронных высоким к. п. д. и хорошим коэффициентом мощности ($\cos \phi$). Моторы эти имеют несколько более сложный пуск вследствие необходимости доведения их до синхронной скорости, поэтому на малых и средних водопроводных насосных станциях они могут иметь крайне ограниченное применение в то время как при значительных мощностях их большая экономичность дает выгоды в эксплуатации.

Вместо установки синхронных моторов в целях улучшения коэффициента мощности могут быть установлены асинхронные моторы с компенсаторами фаз.



Фиг. 232

Стремление к экономии места и удешевлению строительства насосных станций приводит в ряде случаев к целесообразности установки вертикальных моторов в соединении с вертикальными центробежными насосами. Такой мотор трехфазного тока мощностью 52 *кв*, числом оборотов 1 500 в 1 мин., закрытого типа представлен на фиг. 232. Воздух всасывается через отверстия, имеющиеся вверху и внизу; нагретый воздух выходит через четыре боковых отверстия, прикрытых жалюзи. Эти моторы выполняются с постоянно прилегающими щетками, с поднимающимися щетками, короткозамкнутые и с двойными обмотками в роторе.

Электрические распределительные устройства требуют определенного места в малых станциях (небольшие мощности) и специального помещения в средних и больших станциях. Аппаратура распределительного устройства для пуска, регулирования работы, контроля, а также для защиты моторов зависит от мощности моторов, вольтажа и пр.

Обычные выключатели — рубильники, осуществляющие включение в воздухе, употребляются при моторах низкого напряжения. При напряжении свыше 500 *в* при выключении, т. е. разрыве тока, получается вольтова дуга, небезопасная для обслуживающего персонала и поджигающая контакты рубильника. В таких случаях применяются выключатели, погруженные в масло, — масляные выключатели; они выключают ток и при перегрузке мотора. При большой силе тока, небольшом объеме масла, при чрезмерном повышении давления внутри масляного выключателя может произойти взрыв последнего, поэтому разрывная

мощность устанавливаемого масляного выключателя должна соответствовать мощности электрической системы, к которой приключена насосная станция (считая и силу тока, могущую возникнуть при коротком замыкании в цепи).

Отдельные части электрических распределительных устройств с приборами и пр. могут выполняться в виде отдельных установок к моторам (ящики), причем в этом случае может быть еще необходима и общая установка для питающих фидеров или трансформаторов. Электрические распределительные устройства могут быть сгруппированы и в одну установку. Для низкого напряжения часто встречается установка в виде стенных распределительных щитов с измерительными приборами, выключателями и пр., с соответствующими присоединениями к ним с задней стороны щита, где предусматривается необходимый проход для монтажа и наблюдения во время эксплуатации; управление происходит спереди. При высоком напряжении распределительное устройство может состоять из ряда кабин высокого напряжения с установленными в них автоматическими масляными выключателями и прочими приборами, а иногда и кабин низкого напряжения с рядом приборов и коммутацией низкого напряжения.

Все оборудование высокого напряжения должно быть хорошо защищено и закрыто. Кабели, ведущие ток от соответствующих элементов распределительного устройства к моторам, должны быть уложены в каналах в полу насосной станции. Каналы эти должны иметь возможно меньше изгибов, а в местах этих изгибов и поворотов должны быть достаточно широкими и гладкими; они должны быть перекрыты деревом или железом.

В тех случаях, когда на насосной станции установлены моторы более низкого напряжения, чем в электрической сети, питающей станцию, в последней в изолированном помещении устанавливаются трансформаторы; в случаях значительной мощности трансформаторы могут помещаться вне насосной станции в отдельном здании трансформаторной подстанции.

Трансформаторы подобно моторам высокого напряжения требуют установки масляных выключателей.

Насосные станции могут быть расположены: а) вдали от жел.-дор. станций и населенных мест (чаще станции первого подъема); б) вблизи жел.-дор. станций, больших населенных пунктов (чаще станции второго подъема). Кроме того, насосные установки могут иметь подсобное и специальное назначение (пожарные усилители, насосы для питания котлов и пр.) и располагаться на территории станции или завода и т. д. Снабжение энергией насосных установок последнего типа обычно производится при напряжении 380 или 220 в от находящейся неподалеку электрической станции или подстанции. В этом случае распределительное устройство носит весьма несложный характер и может быть размещено на мраморных или железных панелях, устанавливаемых в помещении насосной установки. Для размещения этого распределительного устройства может быть предусмотрена небольшая площадь вдоль стены станции длиной в зависимости от числа моторов и шириной около 1,5 м.

Распределительные устройства насосных станций при отдаленности от жел.-дор. станций и населенного пункта могут иметь специфический характер, и в каждом частном случае здесь может быть то или иное решение, зависящее от напряжения в сети и мощности насосной станции.

В целях бесперебойности электроснабжения питание насосных станций должно предусматриваться от двух фидеров.

С этой же целью на трансформаторных подстанциях устанавливаются резервные трансформаторы (100%-ный резерв).

На фиг. 233 представлены примерный разрез и план кабин распределительного устройства насосной станции для трех-четырех агрегатов общей мощностью около 180 квт. Число кабельных вводов высокого напряжения — 2. Количество трансформаторов — 2 по 180 кВа каждый, из них один — резервный. Питание моторов осуществляется от распределительных щитов низкого напряжения, установленных в торцевой части здания насосной станции и примыкающих к стене трансформаторных помещений.

Распределительные устройства должны проектироваться с участием инженеров-электриков и удовлетворять ряду требований строительного порядка. Кабины, перегородки, перекрытия должны быть безопасны в пожарном отношении, проходы для обслуживания должны быть достаточно широкими, высокими и свободными для передвижения по ним; расстояния между частями, стоящими под напряжением, и противоположной стеной должно составлять при низком напряжении 1 м, при высоком — 1,5 м; части под током высокого напряжения, находящиеся от пола на расстоянии, меньшем 2,5 м, должны быть защищены; установка должна быть расположена симметрично и хорошо видна персоналу в момент нахождения его у агрегатов; отдельные части установки следует обособлять с тем, чтобы повреждения в них не передавались всей установке.

Последнее требование и привело к разделению распределительных устройств высокого напряжения по средствам несгораемых перегородок на системы клеток, в которых монтируются отдельные аппараты высокого напряжения; расширение распределительных устройств должно производиться без затруднения и без перерыва в работе насосной станции; помещения должны быть хорошо освещены; кабины высокого напряжения должны иметь запасный выход и т. д.

На фиг. 234 изображено распределительное устройство в стальных ящиках, представляющих собой комплектное пусковое устройство.

Последнее может быть установлено для небольшой трансформаторной подстанции и на насосной станции для включения электродвигателей высокого напряжения. Моторные ящики могут быть выполнены и отдельно для каждого электродвигателя.

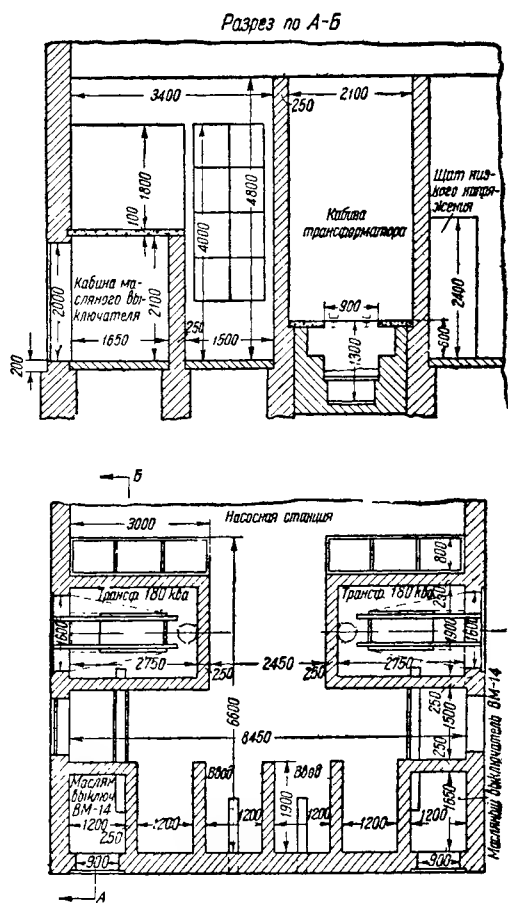
На насосную станцию моторные ящики могут быть доставлены с завода (завод «Электроаппарат») в готовом собранном виде, их необходимо будет лишь подключить к общей сети.

Масляные выключатели находятся внутри ящика. Завод «Электроаппарат» выполняет моторные ящики типа ЯЖ-5 с масляными выключателями типа ВМ-5 с силой тока до 200 амперными выключателями типа ВМ-14 до 400 ампер и без масляных выключателей с воздушными выключателями (типы ЯЖ-Р и ЯЖ-2Р).

Габаритные размеры ящиков: типа ЯЖ-5 — ширина 904 мм, высота 2 202 мм, глубина 1 154 мм (вес 650 кг); типа ЯЖ-14 — ширина 1 000 мм, высота 2 252 мм, глубина 1 154 мм (вес 850 кг).

Моторные ящики безопасны в нормальной эксплуатации и дают возможность очень быстро осуществить монтаж; они могут быть установлены непосредственно у стены; снятие у них дверец и съемной рамы позволяет осуществить доступ к приборам с лицевой стороны.

Для включения моторов низкого напряжения могут также применяться отдельные распределительные ящики, обеспечивающие безопасность обслуживания.



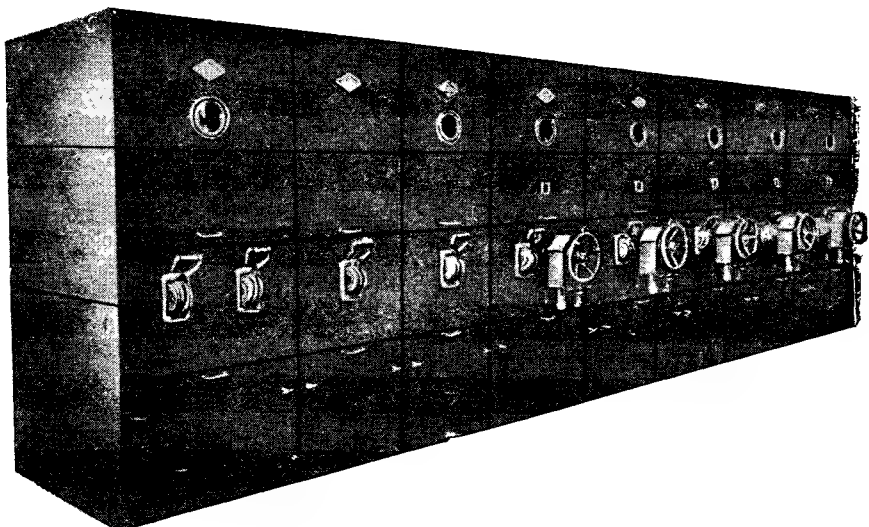
Фиг. 233

Б. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ С ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

На фиг. 235 представлена насосная станция с двумя электронасосами производительностью $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, напором 75 м , числом оборотов $1\,450$ в 1 мин. Двигатели трехфазного тока с контактными кольцами, напряжением 380 в , мощностью 29 кв . Станция типичная при установке пожарных насосов (пожарный усилитель).

На фиг. 236 представлен план насосной станции, оборудованной тремя насосами производительностью $137 \text{ м}^3/\text{ч}$ каждый, напором 70 м , числом оборотов 960 в 1 мин. Электродвигатели трехфазного тока напряжением 380 в , мощностью 55 кв каждый. К станции подводится ток напряжением $6\,000 \text{ в}$.

В отдельном помещении установлен трансформатор *В* мощностью 180 кв , понижающий напряжение с $6\,000$ до 380 в . *С* — масляный выключатель, *Д* — щиток низкого напряжения, *А* — высокого. Резервного электрооборудования трансформаторной не предусмотрено в расчете на резервное снабжение жел.-дор. станции от городского водопровода.



Фиг. 234

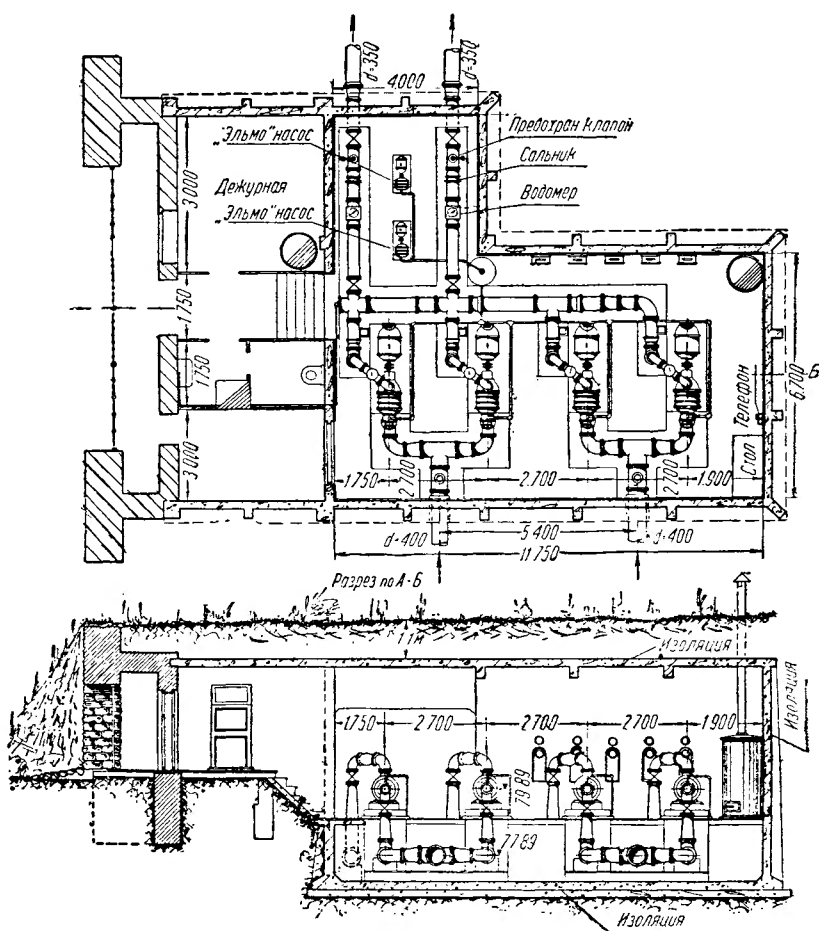
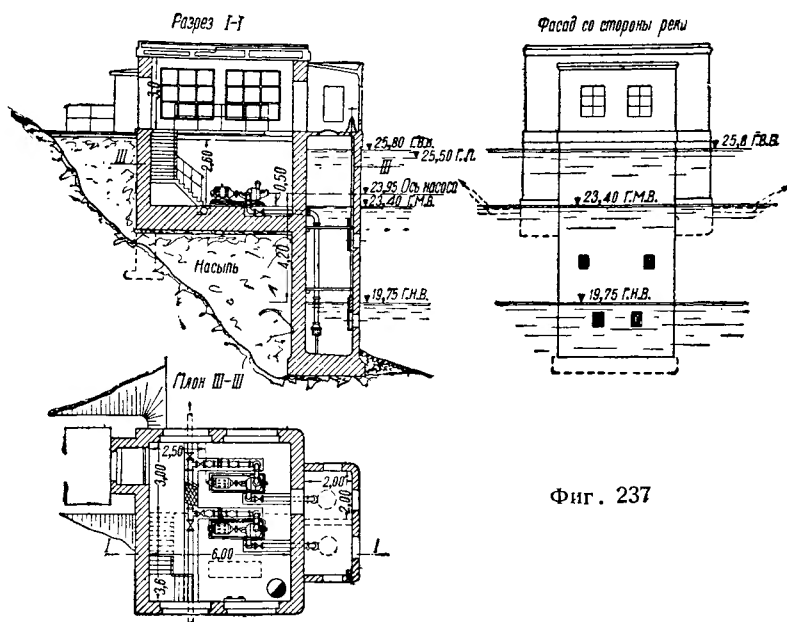
На фиг. 237 представлена станция первого подъема, объединенная с береговым колодцем, что оказалось здесь возможным благодаря соответствующим профилю берега и грунтам (твердая глина). Колебания уровней воды видны из фиг. 237. Работа производилась в открытом котловане с устройством со стороны реки перемычки.

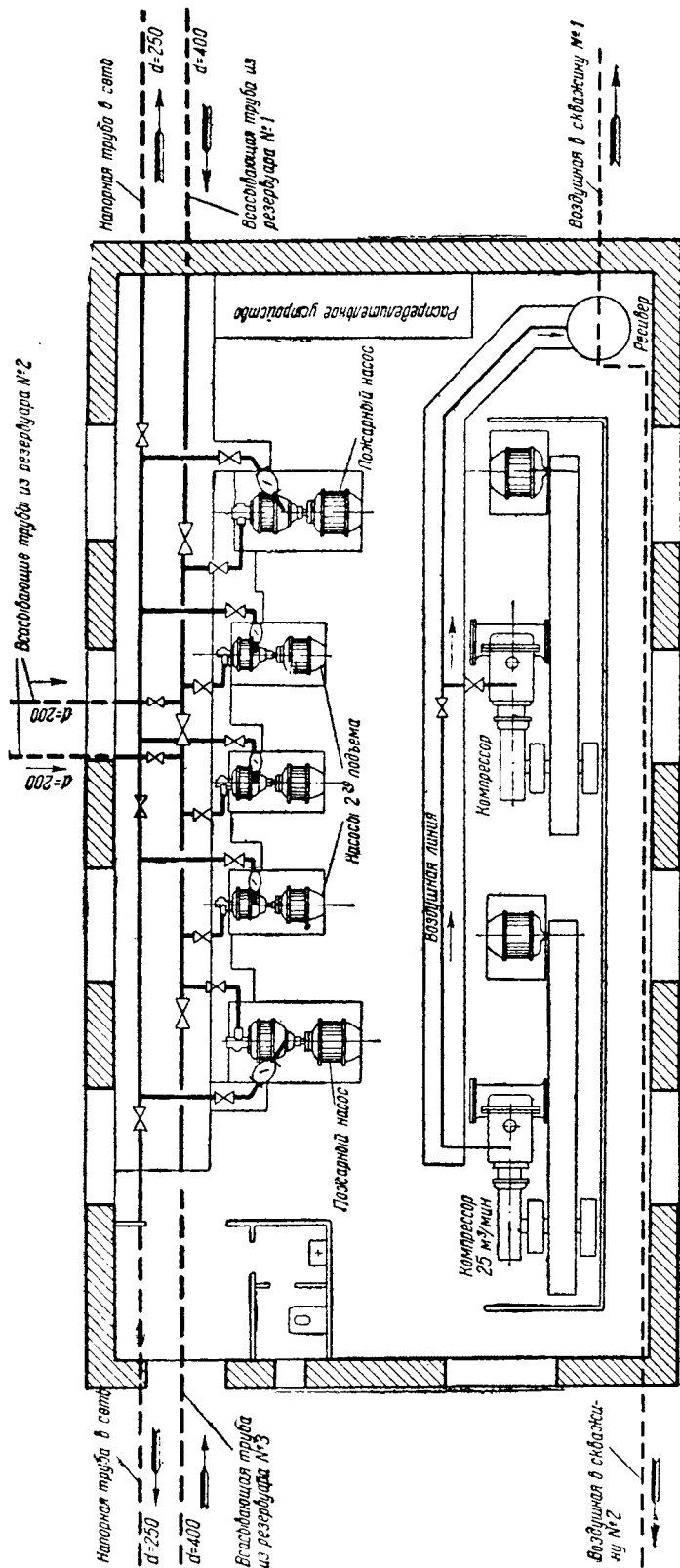
На фиг. 238 представлена подземная станция, оборудованная электронасосами. Основание станции, стены и перекрытие выполнены из железобетона. На фиг. 239 дан план насосно-компрессорной станции, предусматривающий установку насосов для хозяйственно-питьевого водоснабжения и отдельно для пожаротушения. Компрессоры служат для подачи воздуха к эрлифтам. Переключения трубопроводов здесь не являются типичными и обусловлены наличием и расположением нескольких резервуаров.

При значительных колебаниях уровня воды в источнике насосную станцию первого подъема приходится нередко осуществлять в виде круглой шахты с установкой насосов у ее основания.

На фиг. 240 показана заглубленная станция для небольших расходов в виде круглой шахты с установленными у основания ее двумя электронасосами производительностью 40 л/сек ; $H=52 \text{ м}$; $n=1\,450$ в 1 мин. Двигатели трехфазного тока мощностью по 55 ЛС , напряжение 220 в .

Надземная часть станции кирпичная, подземная — бетонная. Колебания уровня воды в источнике примерно до 6 м .

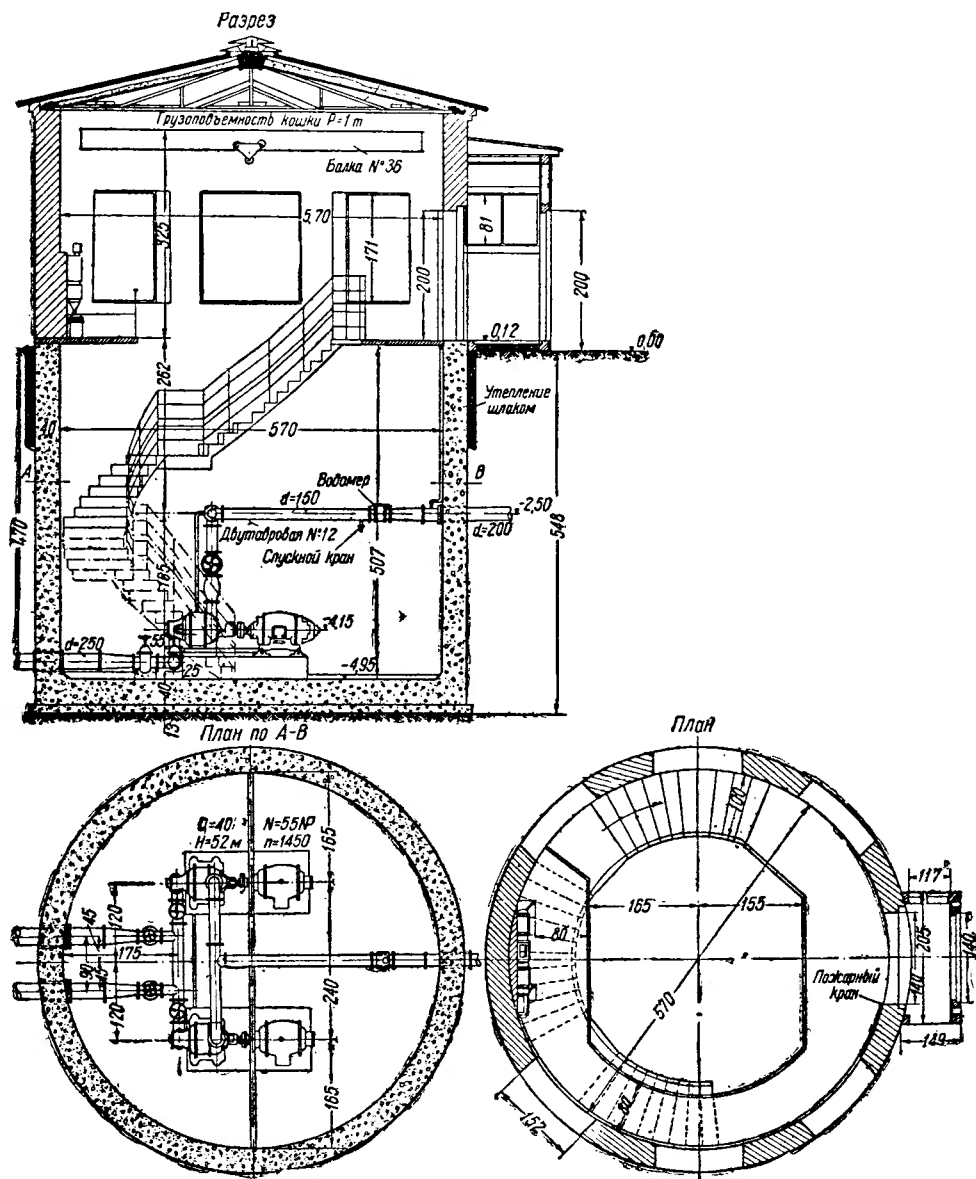




Фиг. 239

Пусковые ящики размещаются на балконе вдоль стен, на уровне земли. Вдоль оси агрегатов вверху предусмотрены балки с кошками, необходимые для установки и демонтажа оборудования.

На фиг. 241 представлена заглубленная станция для больших расходов в виде круглой шахты. У основания шахты размещено три электронасоса производительностью каждый 220 л/сек; $H=60$ м; мощность каждого двигателя 300 ЛС; $n=1450$ в 1 мин. Заглубленная часть (шахта) имеет диаметр 11 м и глубину 7,5 м.



Фиг. 240

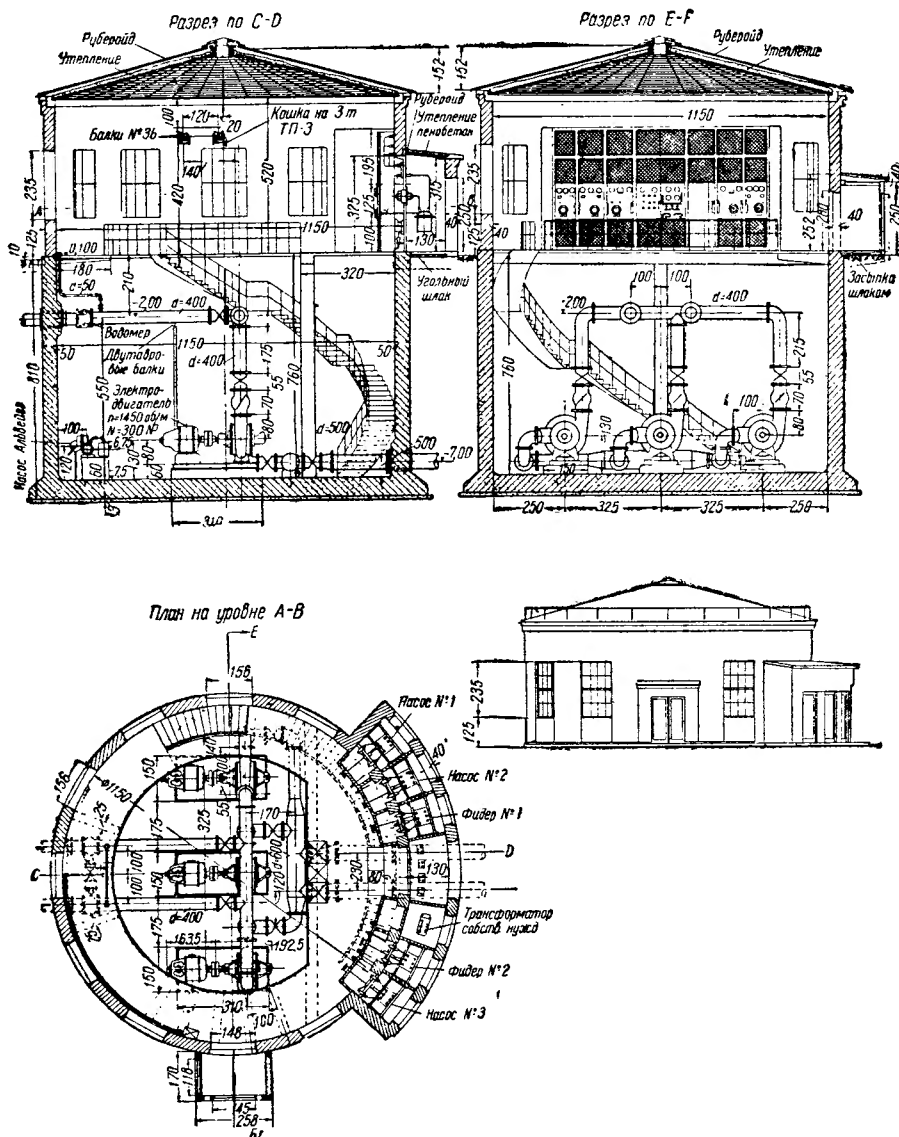
Станция работает при колебаниях уровня воды в источнике до 9,5 м. Моторы питаются током высокого напряжения. Щиты и часть распределительного устройства входят в помещение насосной станции; в пристройке, идущей снаружи основного здания, размещена основная часть распределительного устройства: камеры

масляных выключателей, трансформаторы собственных нужд и пр. Управление масляными выключателями осуществляется со стороны насосной станции.

Для монтажа оборудования установлены две балки с кошками.

Значительно меньшая площадь станции (шахты) потребовалась бы при установке вертикальных агрегатов.

На фиг. 242 показана заглубленная станция с вертикальными насосами производительностью каждый 66 л/сек; $H=55$ м. Вертикальные закрытые электро-



двигатели трехфазного тока напряжением 220 в, мощностью 90 ЛС расположены на железобетонном перекрытии примерно на отметке поверхности земли.

Для направления валов предусмотрены плоские рамные конструкции. Подземная часть станции (шахта) имеет диаметр 5,4 м, глубину 5,90 м; высота надземной (кирпичной) части 4 м; она обусловлена необходимостью поднимать ротор